

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

MODIFIKACE UTĚSNĚNÍ PRŮLEZU KOMPENZÁTORU OBJEMU VVER 1000

THE FLANGE GASKET MODIFICATION OF VVER 1000 PRESSURIZER MANHOLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. TOMÁŠ ŠVAŘÍČEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. HUGO ŠEN

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok:2010/11

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student: Bc. Tomáš Švaříček

který studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Modifikace utěsnění průlezu kompenzátoru objemu VVER 1000

v anglickém jazyce:

The flange gasket modification of VVER 1000 pressurizer manhole

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce má být zaměřena na návrh záměny stávajícího utěsnění přírubového spoje průlezového otvoru kompenzátoru objemu na jaderné elektrárně typu VVER 1000. Stávající i nové řešení přírubového spoje bude ověřeno detailním výpočtem podle příslušných norem.

Cíle diplomové práce:

- Popis funkce KO v primárním okruhu s tlakovodním reaktorem
- Konstrukce KO VVER 1000 a jeho průlezového otvoru
- Popis a výpočet původní konfigurace spoje
- Popis a výpočet nové konfigurace spoje
- Porovnání původního a nového řešení, popř. návrh dalších variant.

Seznam odborné literatury:

- 1) EN 1591-1: 2001 - Příruby a přírubové spoje - Pravidla pro navrhování těsněných kruhových přírubových spojů - část 1: Výpočtová metoda
- 2) ENV 1591 - Příruby a jejich spoje - Pravidla pro návrh přírubových spojů s kruhovými přírubami a těsnění - část 2: Charakteristické hodnoty těsnění
- 3) EN 13 555 - Testy charakteristik těsnění
- 4) Vyhláška SÚJB č. 309/2005 Sb.
- 5) Vyhláška SÚJB č. 132/2008 Sb.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Hugo Šen

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 17.11.2010



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

Anotace

Hlavním cílem této diplomové práce je návrh modifikace původního utěsnění přírubového spoje průlezu kompenzátoru objemu na jaderné elektrárně typu VVER 1000. V práci je dále uvedeno vysvětlení samotné konstrukce a funkce kompenzátoru objemu s tlakovodním reaktorem. Poté je proveden detailní výpočet původního a nového modifikovaného utěsnění průlezu pomocí normy ČSN EN 1591 společně s vysvětlením legislativy týkající se těchto výpočtů. V poslední části je pak uvedeno porovnání dosažených výsledků výpočtů pro jednotlivá těsnění s vyvozenými závěry.

Abstract

The main purpose of this thesis is the modification of the original flange gasket of the VVER1000 pressurizer manhole. Then the construction and function of the pressurizer itself is described, together with detailed calculations of the original and new modified gasket to meet the ČSN EN 1591 standard together with a description of the legislation that has to be followed in the calculations. The comparisons of both gasket types together with main conclusions are placed in the last section of this thesis.

Klíčová slova

Kompenzátor objemu, příruba, dvojité hřebenové těsnění s expandovaným grafitem, modifikace těsnění, výpočet dle normy ČSN EN 1591

Key words

Pressurizer, flange, graphite filled spiral wound gasket with outer and inner ring, modification of gasket, calculations according to ČSN EN 1591

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE:

ŠVAŘÍČEK, T. *Modifikace utěsnění průlezu kompenzátoru objemu VVER 1000*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 113 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Hugo Šen.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně na základě uvedené odborné literatury pod vedením Ing. Hugo Šena a Ing. Pavla Svobody.

V Brně dne 20. května 2011

.....
Bc. Tomáš Švaříček

Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu diplomové práce p. Ing. Hugovi Šenovi a p. Ing. Pavlu Svobodovi za jejich trpělivé vedení práce, množství praktických rad a cenných informací.

Obsah

1. Úvod.....	6
2. Konstrukční popis primární části jaderného bloku VVER 1000 a jeho hlavních částí	8
2.1. Tlaková nádoba reaktoru	8
2.2. Parogenerátor	9
2.3. Hlavní cirkulační čerpadlo	9
2.4. Kompenzátor objemu	11
2.4.1. Funkční popis kompenzátoru	12
2.4.2. Kompenzátor objemu pro VVER-1000.....	13
2.4.3. Kompenzátor VVER-440.....	14
3. Legislativa týkající se navrhování zařízení pro jaderné elektrárny	16
4. Návrh těsnění pro přírubový spoj.....	18
4.1. Popis původního těsnícího uzlu.....	19
4.2. Popis nového navrhovaného těsnícího uzlu	21
5. Výpočet nového hřebenového těsnění s expandovaným grafitem	24
5.1. Vstupní hodnoty těsnění.....	25
5.2. Vstupní hodnoty přírub	28
5.3. Vstupní hodnoty svorníků	29
5.4. Výpočtové parametry	30
5.4.1. Parametry příruby.....	30
5.4.2. Parametry svorníků	34
5.4.3. Parametry těsnění	35
5.5. Vnitřní síly ve spoji.....	36
5.5.2. Zatížení.....	37
5.5.3. Poddajnost spoje.....	40
5.5.4. Minimální těsnící síly.....	43
5.5.5. Vnitřní síly při montážním stavu.....	44
5.5.6. Vnitřní síly v následných stavech (I=1,2,3)	47
5.6. Kontrola dovolených zatížení.....	49
5.6.1. Všeobecně	49
5.6.2. Stupeň využití únosnosti svorníků	50
5.6.3. Stupeň využití únosnosti těsnění	52
5.6.4. Stupeň využití únosnosti zaslepovací příruby	52
5.7. Požadavek na omezení nerovnoměrnosti stlačení	56

5.8.	Natočení příruby	57
5.9.	Posouzení vhodnosti použití normy ČSN EN 1591-1+A1	57
5.10.	Výpočet tlaků působících na těsnění při montáži	59
5.11.	Výpočet tlaků působících na těsnění při ostatních stavech (I=1,2,3)	59
5.12.	Výpočet prodloužení svorníků během montáže	60
6.	Analýza spoje pomocí programu ANSYS	65
6.1.	Průběh redukovaného napětí v celém řezu těsnícího spoje	67
6.2.	Průběh redukovaného napětí v detailu těsnění-příruba	69
6.3.	Průběh tlaku v grafitových příložkách	70
6.4.	Srovnání výsledků	72
7.	Výpočet původního těsnícího spoje	73
7.1.	Vstupní hodnoty těsnění	73
7.2.	Výpočtové parametry	74
7.2.1.	Parametry těsnění	76
7.3.	Vnitřní síly ve spoji	76
7.3.1.	Zatížení	76
7.3.2.	Poddajnost spoje	79
7.3.3.	Minimální těsnící síly	82
7.3.4.	Vnitřní síly při montážním stavu	83
7.3.5.	Vnitřní síly v následných stavech (I=1,2,3)	85
7.4.	Kontrola dovolených zatížení	87
7.4.1.	Stupeň využití únosnosti svorníků	87
7.4.2.	Stupeň využití únosnosti těsnění	88
7.4.3.	Stupeň využití únosnosti zaslepovací příruby	88
7.5.	Výpočet tlaků působících na těsnění při montáži	92
7.6.	Výpočet tlaků působících na těsnění při ostatních stavech (I=1,2,3)	92
7.7.	Výpočet prodloužení svorníků během montáže	92
8.	Porovnání výsledků zatížení	95
8.1.	Zatížení přírub	95
8.2.	Těsnění	98
8.3.	Svorníky	101
9.	Závěr	104
10.	Seznam použité literatury	106
11.	Seznam obrázků a tabulek	108
12.	Seznam používaných zkratk, symbolů a značek	109

1. Úvod

Jaderná energie je součástí našich životů a v současnosti, je také nejperspektivnější způsob zajištění energetických potřeb lidstva. I přes často značně negativní postoj k jaderné energetice vlivem havárií jako byl Černobyl, nebo v současnosti Fukušima a i přes velmi zdoluhavý a legislativně náročný postup výstavby jaderné elektrárny, se k dubnu roku 2011 podle údajů WNA (World Nuclear Association) ve světě provozuje na 440 jaderných reaktorů celkem ve 29 státech s instalovanou kapacitou okolo 375 410 MWe. V celosvětovém měřítku tyto reaktory vyrobí přibližně 15% světové produkce elektřiny a výstavba nových jaderných bloků pokračuje. Ve výstavbě je v současné době dalších 61 nových jaderných bloků celkem ve 14 zemích. Plánuje se vybudovat dalších 158 jaderných reaktorů do 8 až 12 let a předběžně se uvažuje o výstavbě 326 nových bloků o celkovém výkonu 370 955 MWe do horizontu příštích 15 let. ^[1]

Za více jak půl století rozvoje jaderné energetiky bylo navrženo mnoho různých typů jaderných reaktorů. Reaktorů dělených do skupin podle typu moderátoru (lehko-vodní, těžkovodní, grafitové), podle typu použitého chladiva (chlazené plynem, lehkou vodou, těžkou vodou, párou), nebo podle dalších hledisek, jako je způsob výměny paliva, rozmístění paliva v aktivní zóně, energie neutronů, které uskutečňují většinu štěpení, atd. Díky těmto různým hlediskům dělení můžeme získat až 100 různých variant reaktorů, avšak většina kombinací nemůže být buď z hlediska fyzikálních, nebo jiných důvodů uskutečněna. A proto v případě tepelných reaktorů došlo ke komerčnímu rozvoji pouze u 6 níže uvedených reaktorů:

1. Grafitové kyslíčnickem uhličitým chlazené reaktory (GGCR – Graphite Gas Cooled Reactors)
2. Pokročilé grafitové reaktory (AGR-Advanced Graphite Reactors)
3. Grafitové reaktory chlazené vroucí vodou (SGGR – Steam Generating Graphite Reactors)
4. Těžkovodní reaktory chlazené tlakovou těžkou vodou (PHWR – Pressurized Heavy Water Reactors)
5. Varné lehkovodní reaktory (BWR – Boiling Water Reactor)
6. Tlakovodní reaktory chlazené a moderované obyčejnou lehkou vodou (PWR, VVER)

Nejvíce rozšířenou skupinou reaktorů jsou v současné době reaktory tlakovodní, chlazené a moderované obyčejnou demineralizovanou vodou, které zaujmají přibližně 60% z celkového počtu reaktorů ve světě. Tlakovodní reaktory byly vyvinuté především v USA

firmou Westinghouse tzv. západní koncepce s označením PWR (Pressurized Water Reactor), a v bývalém SSSR jako tzv. východní koncepce s označením VVER (Vodo-Vodjanyje Energetičeskije Reaktory).

Charakteristickým znakem těchto reaktorů je hustá palivová mříž způsobená výraznými neutronově-fyzikálními vlastnostmi vody, která je na jedné straně vynikající zpomalovač neutronů, ale také poměrně silný absorbátor. To předurčuje celkovou koncepci a konstrukci reaktoru tak, že moderátor musí být zároveň i chladivem, neboť není možné provedení s tlakovými kanály. Z důvodu že moderátorem i chladivem zároveň je demineralizovaná voda, která se vyskytuje v celé smyčce pouze v jedné a to kapalně fázi, je nutné za předpokladu udržování konstantního tlaku v primární smyčce kompenzovat jakékoliv objemové změny primární vody způsobené změnou teploty. K tomuto účelu slouží kompenzátor objemu.

Úkolem této práce je navrhnout modifikaci utěsnění průlezu kompenzátoru objemu elektrárny s tlakovodním reaktorem VVER-1000. Úvodní kapitoly práce se zaměřují na popis jednotlivých konstrukčních prvků primárního okruhu, s detailnějším pohledem právě na kompenzátor objemu společně s jeho funkčním popisem a provozními režimy. Poté se v práci nachází i popis jiného typu kompenzátoru objemu (VVER-440), včetně porovnání technických dat mezi nimi.

V další fázi je pak stručně vysvětlena legislativa a vyhlášky týkající se navrhování a konstrukce těsnění pro části primárního okruhu, které jsou nutné dodržovat z důvodů zajištění předepsané těsnosti a bezpečnosti sevřeného spoje. Dále se práce zaměřuje na popis samotného sevřeného spoje, s vysvětlením jak byl realizován původní těsnící uzel a jak bude realizován nový modifikovaný těsnící uzel, včetně uvedení výhod a nevýhod obou typů spojů.

Poté se práce již zaměřuje na samotný výpočet podle dané normy, nejprve s výpočtem nového modifikovaného těsnění a poté s výpočtem původního těsnění podle normy ČSN EN 1591, společně s popisem přírub, těsnění a svorníků tvořících těsnící spoj. Výsledkem těchto výpočtů pak jsou výsledná zatížení těsnění v jednotlivých provozních stavech, společně s přepočtem na velikost prodloužení předpjatých svorníků. Jedna kapitola je pak zvlášť vyčleněna na detailnější analýzu vývinu napětí v celém sevřeném spoji nového těsnění pomocí programu ANSYS.

V samotném závěru práce je pak uvedeno porovnání obou typů těsnících uzlů, včetně uvedení výhod, které přinese výměna původního těsnění za nové, společně se závěry podložené výsledky z výpočtů, které jsou pro přehlednost a srozumitelnost vyneseny do grafů.

2. Konstrukční popis primární části jaderného bloku VVER 1000 a jeho hlavních částí

Reaktor VVER je, jak již bylo uvedeno, reaktor tlakovodní, chlazený a moderovaný lehkou vodou. Vývoj těchto reaktorů započal v období počátku druhé poloviny 20. století, které vyústilo v roce 1964 ke spuštění prvního bloku VVER-210 (Novovoronež 1). Za dobu vývoje těchto reaktorů byly vyvinuty různé výkonnostní úrovně, nejvíce se však prosadily reaktory VVER-440 a jeho nástupce VVER-1000.

Jaderná elektrárna s reaktorem VVER-1000, je konstruována ve 4 smyčkovém provedení k přenesení tepelného výkonu o velikosti 3000MWt, které je chladivem ve smyčkách přenášeno do horizontálních parogenerátorů, které dále pohání turbosoustrojí o výkonu 1000MWe. Každá z primárních smyček obsahuje kromě parogenerátoru (PG) také hlavní cirkulační čerpadlo (HCČ) a jedna větev je navíc vybavena kompenzátozem objemu (KO). Elektrárna VVER-1000 je také po vzoru západních PWR již vybavena schránkou primární zóny, tzv. kontejnmentem z předpjatého betonu z důvodu zvýšení bezpečnosti ochrany jaderného zařízení a radiační ochrany.

2.1. Tlaková nádoba reaktoru

Reaktor VVER-1000 se sestává z tlakové nádoby, šachty reaktoru, koše aktivní zóny s palivem, bloku ochranných trubek a z horního bloku, do něhož je zahrnuto i víko tlakové nádoby.

Samotná tlaková nádoba je válcového tvaru o poloměru přes 4,5metru a výšce necelých 11 metrů o váze 320 tun. Nádoba se skládá z několika kovaných částí, které jsou k sobě podélně svařené. Horní část reaktorové nádoby tvoří přířubový kroužek, ke kterému jsou přivařené horní a spodní hrdlové prstence. Ke spodnímu hrdlovému prstenci jsou dále přivařené 3 hladké kroužky a eliptické dno reaktoru. Horní prstenec je stejně jako spodní opatřen čtyřmi hrdly pro připojení čtyř výstupních (vstupních v případě spodního prstence) větví primárních smyček o světlosti 850mm. Uvnitř nádoby je mezi oběma prstenci upevněn těsnicí kroužek, který v kombinaci s výstupkem na šachtě reaktoru slouží k oddělení teplé a studené větve smyček reaktoru. Na čele přířubového kroužku jsou provedeny závitové díry, které slouží k připevnění tělesa s víkem tlakové nádoby. Spojení je provedeno jako rozebíratelné, kde víko tlakové nádoby je opatřeno pevnou přírubou (na rozdíl od volné příruby u VVER-440), která je k tělesu nádoby přitažena maticemi se závitovými šrouby. Těsnění mezi víkem a tělesem nádoby je realizováno pomocí dvou niklových kroužků, které jsou dotlačovány do těsnících lůžek.

Tlaková nádoba je z důvodů velmi přísných požadavků na kvalitu materiálu a jeho odolnost vůči velikosti a druhu zátěži, kterým je nádoba po celou dobu životnosti vystavována, vyrobená ze speciální perlitické oceli ruského značení IC-2. Vnitřní část nádoby je opatřena návarem o tloušťce 7mm z austenitické oceli pro zvýšení odolnosti vůči korozi.

2.2. Parogenerátor

Parogenerátory (PG) jsou rekuperační výměníky tepla, které slouží k přenosu tepla z primární vody ohřívané v reaktoru přes teplosměnné trubky do sekundární napájecí vody, pro pohon turbosoustrojí. Voda v primárním okruhu se ochlazuje z teploty 322°C na vstupu na teplotu 289°C na výstupu při tlaku 15,7MPa, což zapříčiní ohřátí sekundární vody z teploty 220°C na sytou páru o teplotě 279,8°C a tlaku 6,4MPa. Další velice důležitou funkcí parogenerátoru je oddělení reaktivní primární vody o vysokém tlaku od sekundární neaktivní vody o tlaku nižším,

Parogenerátor je válcová ležatá tlaková nádoba o vnitřním průměru 4000mm a celkové délky 13840mm s eliptickými dny. Uvnitř tlakové nádoby je zabudovaná vnitřní vestavba, tvořená trubkovým svazkem tvořeného jednotlivými trubkami (Ø16x1,5mm), separačním zařízením, kolektory, rozvodem napájecí vody a rozvodem havarijního napájení. Nad tlakovou nádobou je umístěno 10 sběrných parních potrubí, která ústí do parního kolektoru Ø630x28mm.

Voda přicházející od reaktoru vstupuje do parogenerátoru vstupním primárním kolektorem, odkud proudí přes trubkovnici do teplosměnných horizontálních trubek, které na druhé straně vyústí do výstupního primárního kolektoru, kde primární voda opouští PG. Sekundární voda ochlazuje povrch teplosměnných trubek v PG zvenčí, čímž se zahřívá, přeměňuje na páru a proudí přes žaluziový separátor vlhkosti do sběrného parního potrubí a dále k turbosoustrojí.

2.3. Hlavní cirkulační čerpadlo

Čerpadla jako zařízení pracující v jaderných elektrárnách, jsou jedny z nejdůležitějších komponent zajišťující bezpečný provoz těchto elektráren a jaderných reaktorů. Nejdůležitějším čerpadlem z hlediska bezpečnosti a největší technologické náročnosti je hlavní cirkulační čerpadlo (HCČ). Jeho značná technologická náročnost je způsobena podmínkami, za kterých musí zajišťovat průtok chladiva reaktorem a tím i jeho chlazení. Čerpadlo pracuje za tlaku, který je okolo 16MPa s teplotou chladiva poblíž teploty 300°C, které je navíc radioaktivní, takže čerpadlo nemůže být za provozu přístupné. Zároveň musí být navrženo tak, aby bez jakéhokoliv přístupu dokázalo pracovat kontinuálně minimálně po celou dobu jedné kampaně, neboť na čerpadlech vlivem radioaktivity primární vody není možno provádět jakékoliv opravy nebo údržby za provozu.

V primárním okruhu jaderné elektrárny s tlakovodním reaktorem se HCČ vyskytuje v každé chladicí smyčce, vždy v chladnější části smyčky, kde dopravuje ochlazenou primární vodu z parogenerátorů zpět do reaktorové nádoby. Hlavní cirkulační čerpadla se prakticky vždy konstruuje jako vertikální čerpadla se svislou hřídelí, kde elektromotor je umístěn nad čerpadlem. Zpravidla bývají konstruována jako odstředivá čerpadla, jednostupňová radiální, nebo diagonální.

Hlavní cirkulační čerpadla můžeme dále rozdělit na:

1. Zapouzdřená (tzv. bezucpávková)
2. S těsněním hřídele

Zapouzdřená čerpadla bezucpávková, jsou čerpadla, která jsou společně s elektromotorem uložena v hermetickém tlakovém obalu a tím nenarušují hermetičnost primárního okruhu. Tyto čerpadla sovětské konstrukce s označením GCEN-310 se používala u reaktorů VVER440 přibližně do roku 1978.

Hlavní cirkulační čerpadla s utěsněnou hřídelí jsou dnes nejčastěji používaný typ HCČ. Tento typ čerpadla je použit na obou našich jaderných elektrárnách (typ GCEN-317 na VVER440 v Dukovanech a typ GCN-195M na VVER1000 v Temelíně). HCČ s utěsněnou hřídelí se od zapouzdřeného čerpadla liší tím, že v hermetickém obalu je umístěno pouze samotné čerpadlo a motor je umístěn vně hermetické schránky. Proto, aby byla zachována hermetičnost primárního okruhu, musí být hřídel mezi motorem a čerpadlem zajištěna kvalitním těsněním, aby nemohlo dojít k úniku radioaktivní vody z primární smyčky. Výhoda tohoto typu řešení HCČ spočívá právě v tom, že motor čerpadla není umístěn v hermetickém pouzdře. Přístup k motoru pro opravy je tím mnohem snazší, chlazení motoru je jednodušší, účinnost čerpadla je vyšší a tím i hospodárnost provozu a také samotná hmotnost celku je nižší a tím i pořizovací cena.

HCČ			
Typové označení čerpadla	GCEN-310	GCEN-317	GCEN-195M
Pro reaktor	VVER-440	VVER-440	VVER-1000
Počet čerpadel na 1 reaktor	6	6	4
Objemový průtok vody [m^3h^{-1}]	7000	7100	24 000
Otáčky [$\text{ot}\cdot\text{min}^{-1}$]	1470	1500	1000
Tlak v sání čerpadla [MPa]	12,25	12,11	15,3
Teplota v sání čerpadla [$^{\circ}\text{C}$]	270	270	290
Účinnost [%]	47	76	78
Hmotnost agregátu [t]	50,2	42	110

(Tabulka č.1: Porovnání jednotlivých typů HCČ)

Agregát GCN-195M používaný na bloku VVER1000 má celkovou výšku 9,3m o celkové váze 128 tun (včetně pomocných systémů). Jmenovitý výkon třífázového asynchronního motoru je 8MW a jeho pracovní výkon se pohybuje v závislosti na celkových hydraulických ztrátách primárního okruhu mezi $(17 \text{ až } 27) \cdot 10^3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

2.4. Kompenzátor objemu

Systém kompenzace objemu je jedna z velice důležitých a nepostradatelných složek primárního okruhu (I.O.) z hlediska provozu a jaderné bezpečnosti. Jejím účelem je vyrovnávání tlakových změn v I.O., které jsou způsobené tepelnými dilatacemi primární vody, dále k udržení tlaku primárního okruhu při větších výkyvech ze strany zařízení I.O. nebo II.O. a také, k ochraně I.O. v havarijních režimech při prudkém nárůstu tlaku. Tento autonomní systém je vždy připojen k jedné z horkých větví primárního okruhu. Celý systém kompenzace objemu se skládá z nádoby kompenzátoru objemu, barbotážní nádrže, jednoho odlehčovacího a dvou pojistných ventilů, spojovacího potrubí a armatury.

Kompenzátory objemu můžeme rozdělit na:

1. Kompenzátory objemu s plyným polštářem
2. Kompenzátory objemu s parním polštářem

První skupinu tvoří kompenzátory, které k regulaci tlaku vody primárního okruhu využívají plyn. Plynem vhodným pro použití kompenzace tlaku jsou interní plyny, jako je například argon nebo dusík. Avšak vzhledem k tomu, že cena argonu je mnohonásobně vyšší, nejčastěji se využívá pro kompenzaci právě dusíku. Takové řešení kompenzace bylo použito například na prvním bloku novovoroněžské jaderné elektrárny, který je již v současné době vyřazen z provozu. Způsob využití kompenzace objemu pouze pomocí plynu se vzhledem k jeho nevýhodám již v dnešní době nepoužívá. Určité problémy při použití dusíku jsou s jeho pronikáním do primární vody a s možností vzniku kyseliny dusičné a dusité, které způsobují korozi a znesnadňují udržování předepsaného vodního režimu v I.O. Také mají tyto kompenzátory, kromě své větší velikosti oproti kompenzátorům s parním polštářem (zhruba 1,5x až 2x), problémy s těsností pojistných ventilů vlivem namrznání.

Druhou skupinu tvoří kompenzátory objemu s parním polštářem. Tento způsob kompenzace objemu je dnes ve světě u tlakovodních reaktorů nejrozšířenější a je použit i u všech našich reaktorů VVER-440 a VVER-1000. Nutno říct, že název „kompenzace objemu s parním polštářem“ je trochu zavádějící, protože pro kompenzaci objemu není výhradně použit pouze parní polštář. Kompenzátor objemu pracuje během svého provozu s dvěma plynými médii. Za nominálního provozu je KO zaplněn chladivem z I.O. a částečně právě vodní parou. Avšak v případě nízkých hodnot teploty a tlaku chladiva v I.O., jako je například

nabíhání, nebo ostavování reaktoru, se pak namísto parního polštáře využívá dusíkového. V zásadě je tedy tato kompenzace objemu spojením obou metod.

2.4.1. Funkční popis kompenzátoru

Parametry uvnitř KO se udržují ve stavu nasycených par chladiva. V případě pomalého poklesu tlaku, dojde k porušení rovnováhy mezi sytostí a vlivem poklesu tlaku dojde k intenzivnějšímu odpaření chladiva, neboť teplota v KO je nad teplotou nasycených par. Odpařováním chladiva se zvyšuje objem páry, což má za následek i zvyšování tlaku uvnitř KO a to způsobí opětovné vyrovnaní parametrů. V případě opačného problému, kdy dojde k pomalému nárůstu tlaku, se opět poruší rovnováha nasyceného stavu a vlivem zvýšeného tlaku dojde ke kondenzaci vodních par, z důvodu nižší teploty, než je teplota sytosti pro daný stav. Kondenzace páry způsobí snížení objemu par a tím i snížení tlaku, což povede opět k vyrovnaní parametrů na mezi sytosti. Tento způsob samoregulace je používá při malých změnách tlaku uvnitř I.O.

V případě větších a rychlejších změn tlaku uvnitř I.O. dochází k zapojení elektroohříváků a sprchového systému uvnitř kompenzátoru. V případě nutnosti zvýšení tlaku v I.O. dojde ke spuštění elektroohříváků, které zvýší teplotu chladiva v KO, dojde k odpařování chladiva, zvětšení objemu par a tím i zvýšení tlaku. Pokud naopak tlak začne vzrůstat, dojde ke spuštění sprchovacího systému, který ochladí parní polštář, část par zkondenzuje a dojde ke snížení objemu a tlaku. V případě, že by sprchový systém nebyl schopen zastavit nárůst tlaku v I.O., dojde k zapojení pojistného uzlu kompenzátoru a pára se začne přepouštět do barbotážní nádrže.

Řízení tlaku uvnitř kompenzátoru objemu probíhá ve dvou režimech:

1. režim řízení tlaku „P“
2. režim řízení teploty „T“

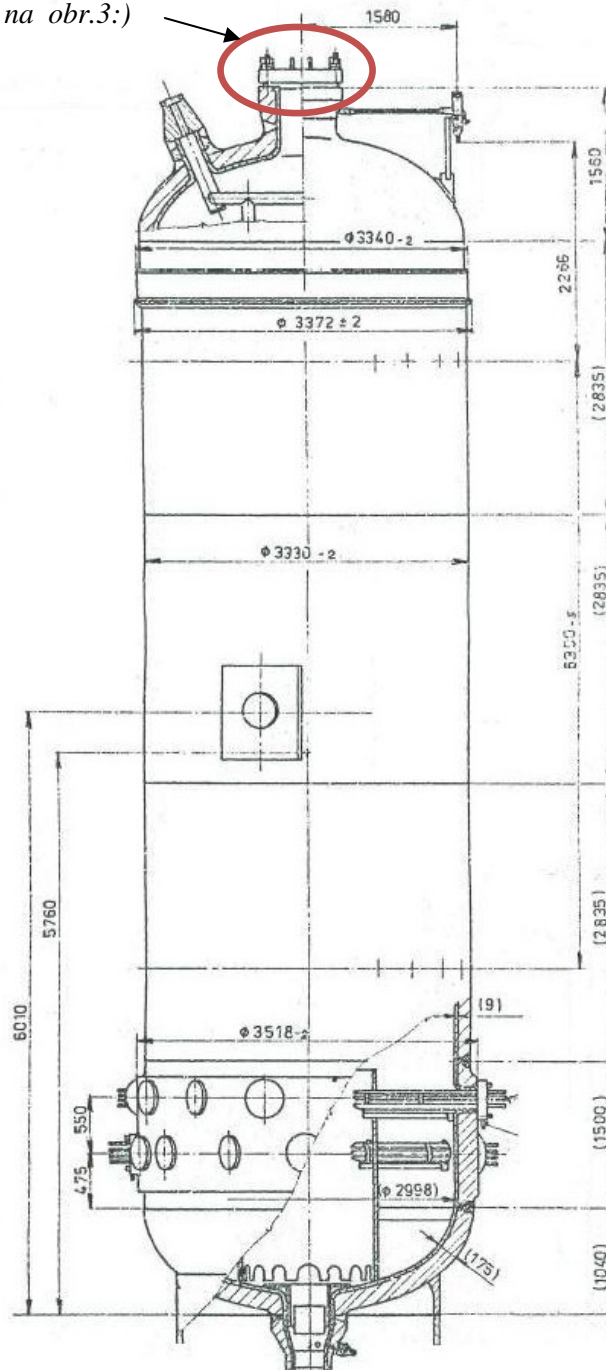
Režim řízení teploty „T“ se používá ve stavech, kdy v KO není vytvořen parní polštář, ale dusíkový. Pro tento režim neplatí běžný vztah mezi teplotou a saturačním tlakem, proto regulátor tlaku v průběhu ohřevu a vychlazování bloku udržuje zadaný rozdíl teplot mezi I.O. a kompenzátozem objemu. Důvodem udržení teplotního rozdílu mezi KO a potrubím teplých smyček je udržení bezpečné rezervy do bodu varu chladiva I.O.

Po překročení teploty přes 230°C dojde automaticky k navolení režimu „P“. V tomto módu regulátor udržuje tlak v KO na požadované hodnotě.

2.4.2. Kompenzátor objemu pro VVER-1000

Těleso kompenzátoru objemu (KO) v elektrárně VVER-1000 je svislá válcová tlaková nádoba o vnitřním průměru 3 000mm, výšce 13 514mm a celkové váze 214t umístěná na válcovém podstavci. Nádoba KO je svařená ze dvou vyhlazených eliptických den, jednoho ohřívacího kovaného prstence a tří hladkých kovaných prstenců z nízkoalokované oceli. Na vnitřním povrchu KO je proveden nerezový dvouvrstvý návar o tloušťce 7 až 11mm.

(detail spoje průlezu na obr.3:)



(Obr.1: Kompenzátor objemu VVER1000)

K hornímu hladkému prstenci je navařen horní eliptické dno o tloušťce stěny 175mm s průlezem DN 450, nátrubkem vstřiku a odvodu páry k odlehčovacímu a pojistným ventilům. Průlez DN 450 je opatřen snímatelným kruhovým deskovým víkem, které je připevněno k přírubě průlezu šestnácti svorníky M64x4. Víko průlezu je utěsněné pomocí dvojitého těsnění, skládající se z primárního a sekundárního těsnění. Z prostoru mezi těsněním je zakomponován odběr tlaku pro kontrolu těsnosti. Nátrubek těsnosti DN 10 společně s odvzdušněním je umístěn na boční stěně průlezu.

Měření hladiny primární vody v KO se provádí pomocí tří plusových hladinoměřů umístěných v horním eliptickém dně a tří minusových hladinoměru v dolním eliptickém dně.

Mezi dolním hladkým prstencem a eliptickým dnem je navařen ohřívákový prstenec pro ukotvení 28 elektroohříváků. Elektroohříváky jsou v KO rozděleny do 4 skupin o celkovém výkonu 2 520kW. První a druhá skupina o celkovém výkonu 540kW slouží ke spojitému řízení tlaku v I.O. a pracují po většinu času z důvodu krytí tepelných ztrát kompenzátoru a jeho potrubních tras. Třetí a čtvrtá skupina ohříváků o vyšším výkonu pracují v přechodových stavech, neboli při najíždění a odstavování bloku a v případě poruch.

V prostoru horního eliptického dna je umístěno sprchovací zařízení kompenzátoru, jímž se rozstřikuje chladivo I.O. z výtlaku HČČ ze studené větve cirkulační smyčky.

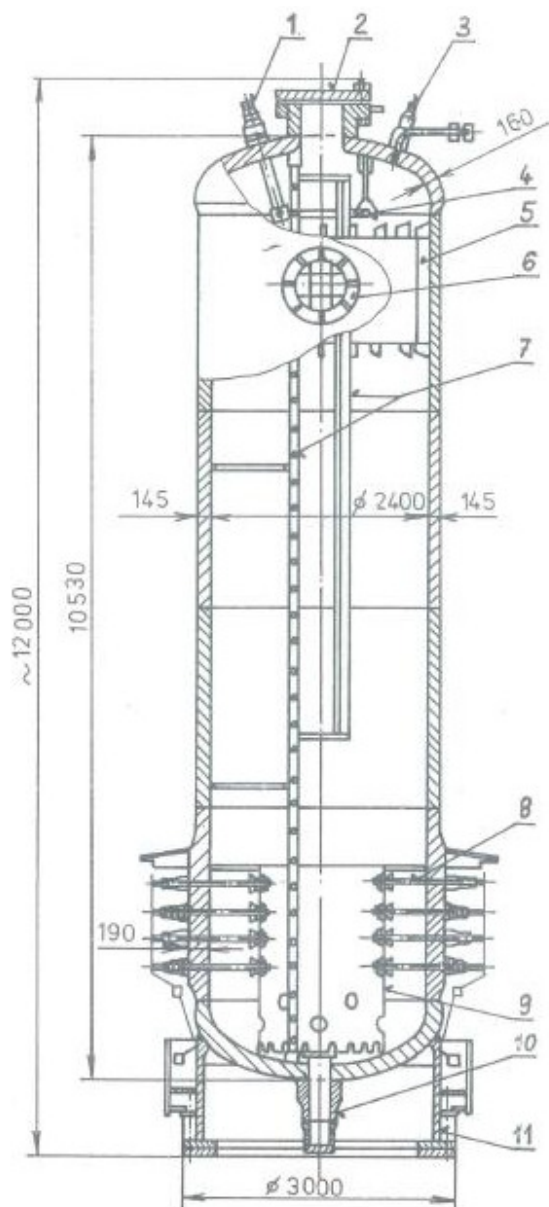
Za nominálního provozu je tlak uvnitř KO $15,7 \pm 0,3\text{MPa}$ a pracovní teplota $346 \pm 2^\circ\text{C}$. Nominální objem páry je 24m^3 a objem vody uvnitř KO 55m^3 . Teplota povrchu KO je stanovena na maximální hodnotu 350°C .

2.4.3. Kompenzátor VVER-440

Kompenzátor pro elektrárnu VVER-440 je technologicky velice podobný kompenzátoru objemu pro VVER-1000. Největší rozdíly mezi kompenzátory objemu jsou v jednotlivých parametrech vztahujících se k množství chladiva a tlaku, které je potřeba regulovat.

Nádoba KO je vyrobena z uhlíkové oceli s vnitřní částí opatřenou návarem z antikorozi výstelky z austenitické oceli. V horní části KO je umístěn nátrubek DN 100 pro vstup napájecí vody do sprchových trysek ze studené větve 1. smyčky primárního okruhu. Dále se na horním dně vyskytuje nátrubek pro vývod páry a plynů do barbotážní nádrže, který je regulován pomocí dvou přepouštěcích ventilů, kde první ventil otevírá při překročení tlaku $14,4\text{MPa}$ v KO a druhý při překročení $14,8\text{MPa}$. Na horním víku je také umístěn průlez DN 450 do KO, pro případné revize vnitřních částí kompenzátoru během odstávek reaktoru. Víko

je utěsněné pomocí dvou nezávislých těsnění a prostor mezi nimi slouží ke sledování změn tlaku a zjištění případných netěsností. Ve spodní části KO je umístěno celkem 108 elektrických ohříváků o celkovém výkonu 1620kW. Elektrické ohříváky jsou rozděleny do pěti skupin, které se aktivují v závislosti na tlaku v primárním okruhu.



1. nátrubek vstřiku vody ze studené větve
2. průlezný otvor
3. nátrubek vývodu páry a směsi plynů
4. rozstřikovací trysky
5. tepelný štít
6. nástavec k uchycení
7. žebřík revizní kontroly
8. ponorné el. ohříváky
9. nosný válec
10. vstupní hrdlo I.O.
11. opěrná konstrukce

(Obr.2: Kompenzátor objemu VVER 440)

Kompenzátor objemu	VVER-440	VVER-1000
Technický popis		
Vnitřní průměr [mm]	2396	3000
Výška tělesa [mm]	11975	13514
Tloušťka stěny [mm]	153	165
Vnitřní objem [m ³]	44	79
Objem páry za nom.provozu [m ³]	18	24
Objem vody za nom.provozu [m ³]	26	55
Hmotnost tělesa [t]	127	214
Provozní tlak [MPa]	12,26	15,57
Tlak při těsnostní zkoušce I.O. [MPa]	13,72	17,6
Tlak při pevnostní zkoušce I.O. [MPa]	16,34	19,6
Tloušťka návaru [mm]	9±2	9±2
Výkon ohříváků [kW]	1620	2520
Počet el. ohříváků	108	28
Technické podmínky provozu		
Konstrukční teplota [°C]	324-326	350
Max. rychlost náhřevu KO [°C/hod]	40	20
Max. rychlost ochlazování KO [°C/hod]	30	30

(Tabulka č.2: Porovnání kompenzátorů objemu VVER440 a VVER1000)

3. Legislativa týkající se navrhování zařízení pro jaderné elektrárny

Úkolem této diplomové práce je navrhnout a spočítat modifikaci utěsnění průlezu kompenzátoru objemu použitého na jaderné elektrárně u reaktoru VVER 1000. Vzhledem k tomu, že se daná elektrárna nachází na území naší země, musí se všechny činnosti týkající se jaderné bezpečnosti spojené s elektrárnou, řídit platnou legislativou České Republiky. Vzhledem k zaměření práce na návrh a modifikaci těsnění, bude tato kapitola zaměřena na předpisy týkající se konstrukce, navrhování a výroby součástí jaderných zařízení.

Způsob využívání jaderné energie, ionizujícího záření a podmínky vykonávání činností souvisejících s využíváním jaderné energie musí být v souladu se zákonem **č.18/1997 Sb. tzv. Atomový zákon**, neboli zákon o mírovém využívání jaderné energie a ionizujícího záření a o změně a doplnění některých zákonů. Tento zákon nám definuje návrh a projektování součástí jaderných zařízení jako činnost související s využíváním jaderné

energie. Pro vykonávání této činnosti zákon č.18/1997 Sb. mimo jiné stanovuje povinnosti osob vykonávající tyto činnosti, k nimž patří mimo jiné podle doplňující vyhlášky SÚJB 309/2005Sb. povinnosti při zajišťování technické bezpečnosti vybraných zařízení a vyhlášky SÚJB 132/2008Sb. povinnosti dodržování systému jakosti osobami provádějící návrh a projektování součástí jaderných zařízení.

3.1. Vyhláška SÚJB 309/2005Sb.

Vyhláška 309/2005Sb. o zajišťování technické bezpečnosti vybraných zařízení stanovuje:

- a) Způsob určení vybraných zařízení, která jsou speciálně navrhovaná pro jaderná zařízení
- b) Technické požadavky k zajištění technické bezpečnosti vybraných zařízení při výrobě a za provozu
- c) Postupy pro posuzování shody vybraných zařízení, která jsou speciálně navrhovaná pro jaderná zařízení s technickými požadavky
- d) Způsob zajištění technické bezpečnosti vybraných zařízení v provozu

3.2. Vyhláška SÚJB 132/2008Sb.

Vyhláška o systému jakosti při provádění a zajišťování činností souvisejících s využíváním jaderné energie a radiačních činností a o zabezpečování jakosti vybraných zařízení s ohledem na jejich zařazení do bezpečnostních tříd.

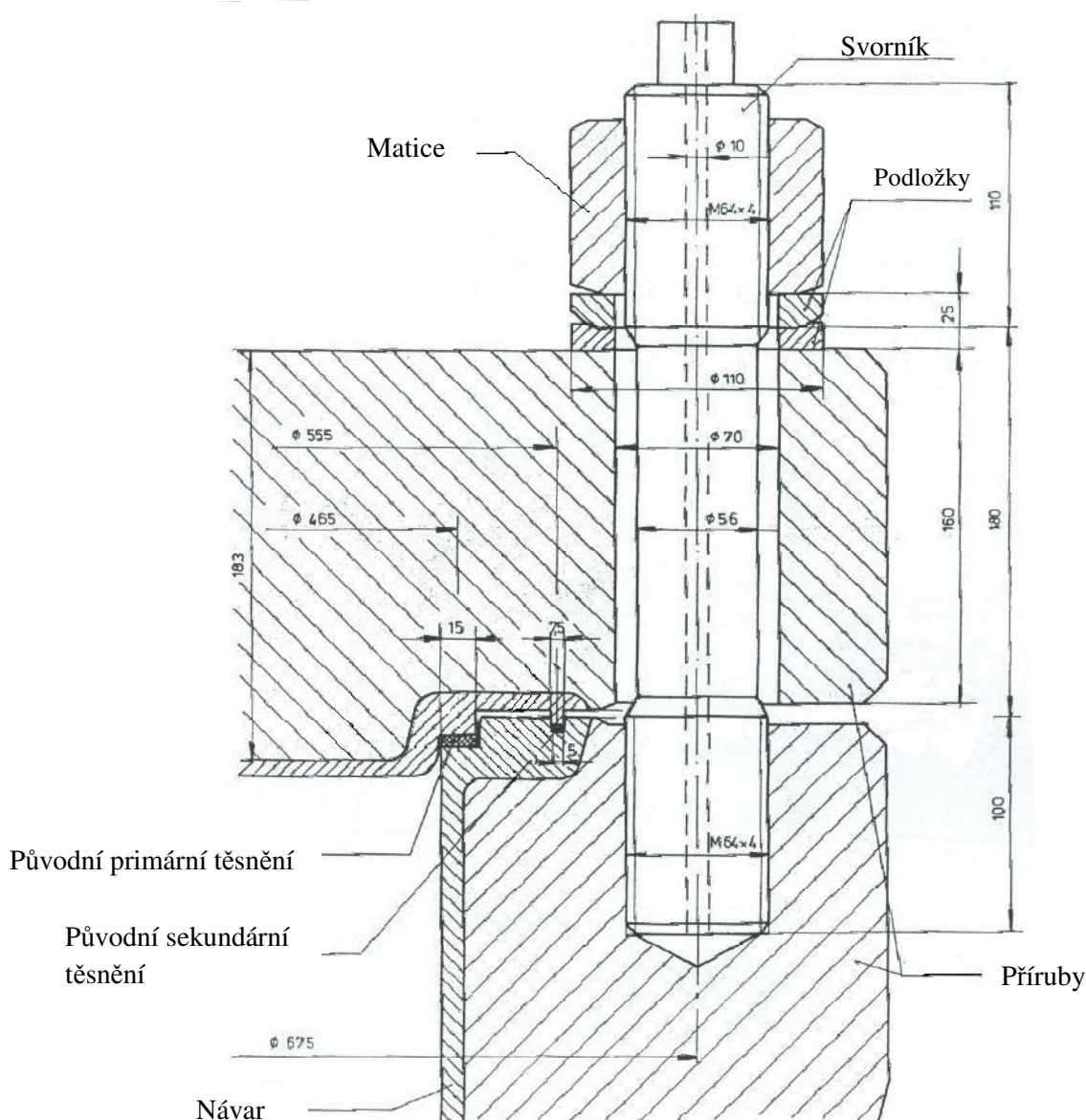
Tato vyhláška upravuje:

- a) Požadavky na systém jakosti při provádění nebo zajišťování činností souvisejících s využíváním jaderné energie nebo radiačních činností.
- b) Požadavky na náplň programu zabezpečování jakosti. Program zabezpečování jakosti musí být dokumentován a obsahovat předepsané náležitosti.
- c) Kritéria pro zařazení a rozdělení vybraných zařízení do bezpečnostních tříd.
- d) Základní požadavky na zabezpečování jakosti vybraných zařízení s ohledem na jejich zařazení do bezpečnostních tříd.
- e) Rozsah a způsob provedení seznamu vybraných zařízení.

4. Návrh těsnění pro přírubový spoj

Těsnicí uzel průlezu kompenzátoru objemu u reaktoru VVER-1000 je v obou případech, jak v původním řešení těsnicího uzlu, tak v novém modifikovaném řešení, řešen formou primárního a sekundárního těsnění.

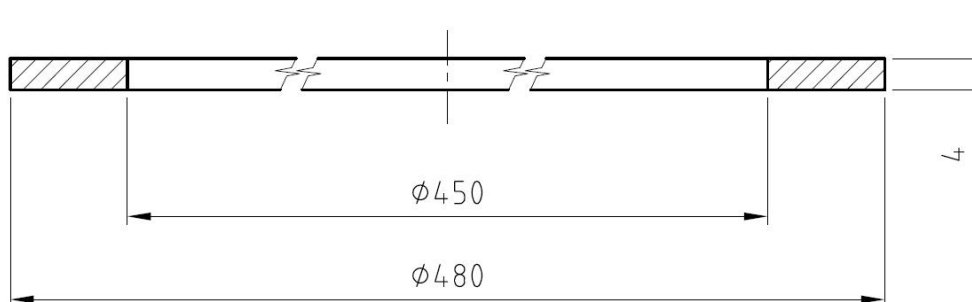
Úkolem primárního těsnění přírubového spoje průlezu KO je utěsnit vnitřní prostor primárního okruhu nejen za nominálního stavu při tlaku 15,5MPa a teplotě 350°C, ale i při maximální předepsané hodnotě tlaku 19,6MPa a teplotě 120°C při zachování předepsané hodnoty netěsnosti L dané normou EN 13555 pro radioaktivní médium na hodnotě $L \leq 0,01 \text{ mg/ms}$. Sekundární těsnění má za úkol těsnit meziprostor mezi primárním těsněním a prostorem kontrolovaného pásma.



(Obr.3: Detail sevřeného spoje)

4.1. Popis původního těsnícího uzlu

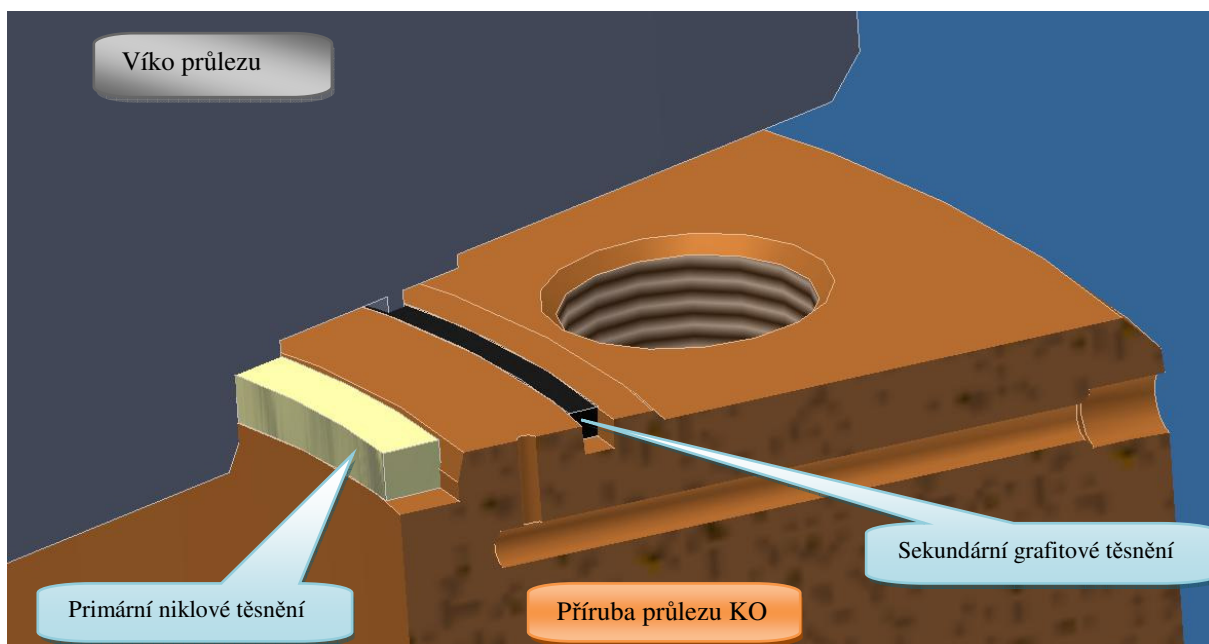
Původní těsnění přírubového spoje kompenzátoru objemu pro reaktor VVER-1000 bylo realizováno pomocí dvou těsnění. Jako primární plnotlaké těsnění sloužil niklový kroužek a jako sekundární těsnění azbestová šňůra, která byla velice brzy nahrazena šňůrou grafitovou. Primární ploché niklové těsnění obdélníkového tvaru, bylo umístěno na ploše o rozměrech $\varnothing 450\text{mm}$ až $\varnothing 480\text{mm}$.



(Obr.4: Schéma niklového kroužku)

Mezi primárním a sekundárním těsněním bylo vyvedeno měření změny tlaku v meziprostoru, z důvodu zjištění případných netěsností na primárním niklovém těsnění. Dané těsnění bylo navrženo tak, že niklový kroužek sloužil jako plnotlaké těsnění a azbestová, popř. grafitová šňůra byla navržena pouze na přetlak 3,5MPa.

Před montáží původního těsnění bylo vždy potřeba zajistit vysokou čistotu a správnou hodnotu drsnosti těsnících ploch příruby víka a příruby samotného tělesa KO. Také nutnost provést kontrolu nerovnosti těsnících ploch a provést zhodnocení jejich stavu, zda nejsou tyto stykové plochy poškozeny povrchovými trhlinami, nebo vrypy. Během utahování se muselo postupovat pozvolna tak, aby hned při prvním dotažení nemohlo dojít k plnému zatížení těsnění předepsaným utahovacím momentem. To mohlo mít za následek deformaci kovového těsnění a způsobit jeho netěsnost. Při výměně těsnění nemohlo být staré těsnění zrenovováno a použito znovu, ale muselo být vždy nahrazeno novým těsněním a původní zlikvidováno jako radioaktivní odpad.



(Obr. 5: Původní těsnící uzel)

Nevýhodou tohoto těsnícího uzlu avšak bylo, pro dosažení potřebné třídy netěsnosti L, která je v případě práce s primárním chladivem nejpřísnější, nutnost vysokých měrných tlaků k utěsnění přírubového spoje s kovovým těsněním. Působení vysokých měrných tlaků má za následek negativní vliv na zatížení svorníků a samotných těsnících ploch, u kterých pak může docházet ke vzniku plastických deformací.

U příruby víka a tělesa KO vzniká otlacení čela v místech styku, přičemž by se v krajních mezích mohly objevit povrchové trhliny, což by vedlo ke zhoršení kvality povrchu stykové plochy a tím i snížení životnosti celého spoje.

Vzhledem k tomu, že primární a sekundární těsnění jsou na sobě konstrukčně nezávislá, samotná montáž těsnícího uzlu je pak komplikovanější a časově více náročná. Z důvodu této konstrukční nezávislosti mají vůči sobě obě těsnění rozdílné mechanické vlastnosti, které při dlouhodobém silovém a teplotním působení, mohou způsobit výrazné změny v silových poměrech v přírubovém spoji, což po určitém časovém intervalu může mít za následek vznik distribuce měrného tlaku z primárního na sekundární těsnění.

Naopak výhodou původního těsnění byla jeho jednoduchost, díky které byla snadná výroba těsnění a tím i relativně nízká pořizovací cena

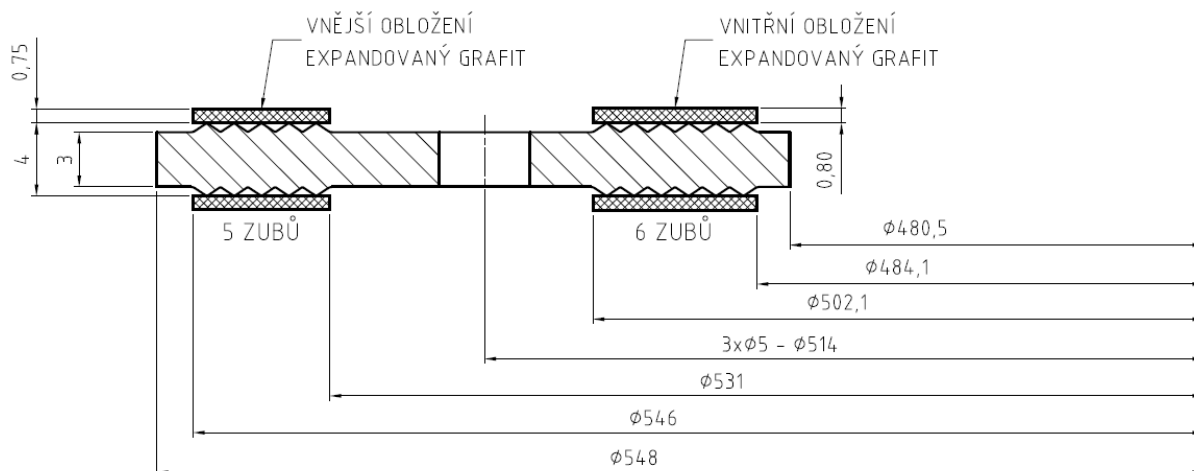
Z výše uvedených důvodů bylo původní niklovo-grafitové těsnění přibližně před 6-ti lety částečně nahrazeno novým typem těsnění od firmy MICO, které se na průlezu kompenzátoru používá dodnes. Nové těsnění bylo realizováno stále pomocí dvou na sobě nezávislých těsnění, kde sekundární těsnění pomocí grafitové šňůry bylo zachováno, avšak původní niklové primární těsněním bylo nahrazeno hřebenovým těsněním s expandovaným grafitem. Toto těsnění se vlastnostmi velice podobá novému navrhovanému těsnicímu uzlu, který je v této práci zpracován níže. Důvodem proč nahradit tento relativně nový typ těsnění, je nevhodnost použití grafitové šňůry jako sekundárního těsnění, u které dochází k úniku grafitu z drážky a tím snížení těsnosti sekundárního těsnění.

Z důvodu, že nový navrhovaný těsnicí uzel se v případě primárního těsnění příliš neliší ve výpočtech oproti současnému řešení, bude pro výpočet původního těsnicího uzlu a následné porovnání s novým těsnicím uzlem použito původní inovované řešení těsnění, neboli niklový kroužek jako primární a grafitová šňůra jako sekundární.

4.2. Popis nového navrhovaného těsnicího uzlu

Z důvodů uvedených v předchozí kapitole bylo potřeba přijít s vhodnou náhradou starého těsnění za nové, které bude schopné zaručit potřebnou třídu netěsnosti L při nižších hodnotách potřebných tlaků při montáži těsnění a tím i snížení utahovacích sil a prodloužení životnosti celého spoje.

Tímto navrhovaným těsněním by mělo být modifikované dvojité hřebenové těsnění s expandovaným grafitem MITes HT® od společnosti MICO, spol. s.r.o. tvořené jádrem z nosného hřebene tvaru mezikruží, vyrobené z korozi-vzdorné oceli a obložení z expandovaného grafitu, které je k hřebenu přichycené po obou stranách pomocí lepidla na drážkovaném profilu hřebene.



(Obr.6: Schéma dvojitého hřebenového těsnění)

Nový těsnicí uzel je stejně jako původní těsnění navrženo jako ploché a bude uloženo v hlavním silovém toku, avšak na rozdíl od původního těsnění na ploše mezikruží o rozměrech Ø480mm až Ø548mm mezi původním primárním a sekundárním těsněním. Výhodou změny těsnicí plochy odpadá problém možného zdeformování této plochy již od předešlého provozu. Primární těsnění je v tomto těsnicím uzlu navrhováno jako plnotlaké. Sekundární těsnění je koncipováno pro utěsnění rozdílu tlaku o hodnotě 3,5MPa, i když vzhledem ke konstrukci ho lze zatížit plným tlakem.

Na rozdíl od normalizovaných hřebenových těsnění, je toto hřebenové těsnění MITes HT® navrženo tak, aby v žádném z provozních stavů nedošlo k „prořezání“ grafitového obložení, ale aby nad hřebenem zůstávala stálá vrstva grafitu zabraňující otlacení těsnících ploch a samotného nosného hřebene těsnění. Tohoto stavu je docíleno pomocí vhodné kombinace rozměrů drážkového profilu a tloušťky grafitového obložení. Tento typ těsnění s využíváním expandovaného grafitu se vyznačuje nízkou hodnotou minimálního tlaku a vysoké pevnosti včetně vysoké tepelné a chemické odolnosti.

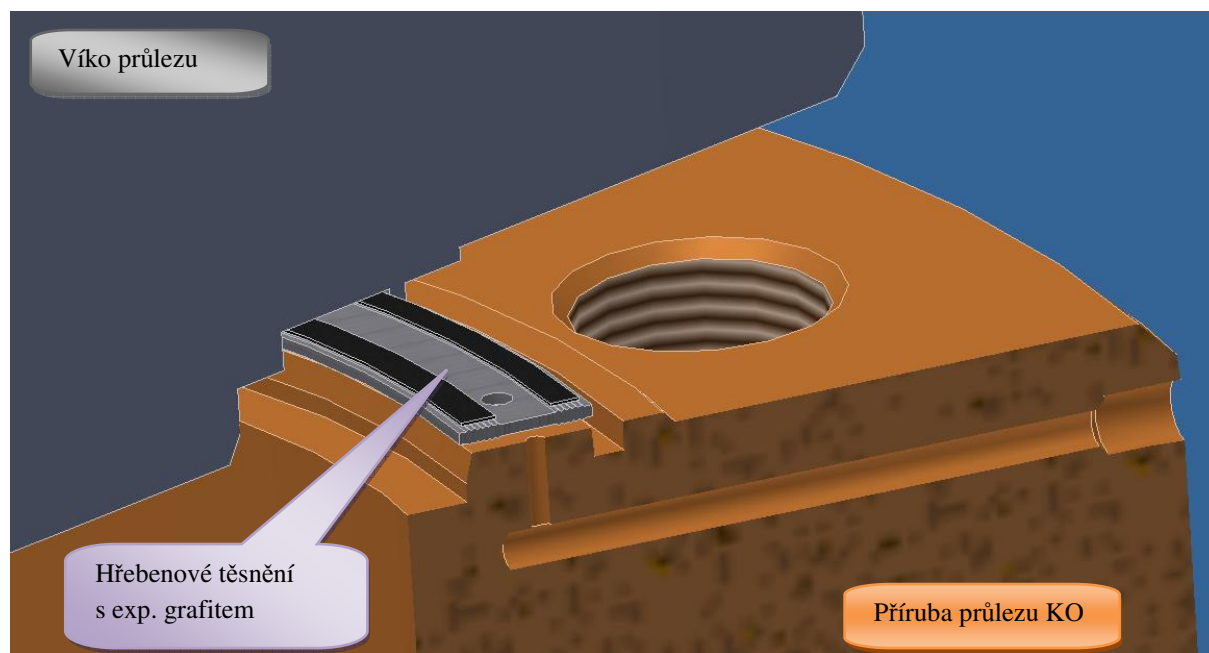
Nosný hřeben se vyrobí pomocí dělení a obrábění z jednoho kusu plechu o tloušťce 4mm, bez použití technologie svařování. Matriálem nosného hřebene je korozivzdorná ocel odolná proti mezikrystalické korozi 17 348.4 dle ČSN, nebo X6CrNiMoTi17-12-2 dle EN, kde obsah kobaltu je limitován na max. hodnotu 0,2% z důvodu styku těsnění s médiem primárního okruhu. Nosný hřeben je proveden s vnějším a vnitřním drážkovaným profilem, který je rozdělen odlehčením, přičemž každé mezikruží má rozdílnou tloušťku vrstvy grafitového obložení. Odlehčená částí je vybavena několika malými otvory pro možnost detekce netěsnosti vnitřního těsnění.

Těsnící vrstva obložení se vyrábí z expandovaného grafitu v jaderné kvalitě vyřezáváním z fólie o tloušťce 0,75mm pro vnější obložení a tloušťce 0,8mm pro vnitřní. Expandovaný grafit má předepsanou velmi vysokou čistotu (min.99,8% C) a obsah chloridů je limitován hodnotou 20ppm. Obsah nečistot v grafitu je faktor, který přímo ovlivňuje propustnost materiálu a obsah chloridů v grafitu je limitujícím údajem pro možnost použití materiálu v primárním okruhu.

Před samotnou montáží nového těsnění musí být provedena řada kontrol týkajících se těsnění a těsnících ploch. Na těsnění je nutno provést vizuální kontrolu grafitových ploch z hlediska celistvosti a neporušenosti. Vyjímaje plošných otlaků způsobených omakem a manipulací s těsněním, není přípustné, aby se na grafitu nacházely výrazné rýhy. Na těsnících plochách je nutno provést vizuální kontrolu a také kontrolu rozměrovou. Vizuální kontrola obsahuje kontrolu velikosti a koncentrace rýh v obvodovém a příčném směru, dále kontrolu vad lokálního charakteru a defektoskopickou kontrolu. Rozměrová kontrola se v případech, kdy těsnící plochy neobsahují viditelné deformace, provádí pouze u první instalace nového těsnění. Tato kontrola zahrnuje rozměrovou kontrolu těsnících ploch příruby víka i příruby tělesa KO dále případný sklon a zvlnění jednotlivých těsnících ploch.

Samotná montáž těsnění musí být prováděna stejně jako u původního těsnění odborným personálem podle předem daného harmonogramu montáže. Před samotným utahováním svorníků musí být matice i závity svorníků řádně očištěny a namazány předepsaným mazivem. Utahování svorníků musí být prováděno křížově a rovnoměrně.

Těsnost těsnícího uzlu je pak zajištěna stlačením těsnění v přírubovém spoji, kde se grafitového obložení dotlačí do drážek nosného hřebene na obou stranách mezikruží.



(Obr.7: Modifikovaný těsnící uzel)

Největší výhodou výměny původního niklového těsnění za nové hřebenové těsnění s expandovaným grafitem je výrazné prodloužení životnosti spoje, což je způsobeno snížením nutných utahovacích tlaků na těsnění pro dosažení předepsané třídy netěsnosti a snížením zatížení svorníků. Díky tomu se eliminuje problém se vznikem povrchových trhlin, otláčením stykových ploch. Také návrh těsnění je koncipován tak, aby výměna starého těsnění za nové navrhované byla možná bez obrábění těsnících ploch, nebo vysoké kvality drsnosti povrchu (optimální je Ra3,2 až Ra6,4), které by vyžadovaly nutnost povolení od SÚJB, řadu zkoušek, testování a možné prodloužení odstávky.

Další významným kladem tohoto těsnění je schopnost absorpce radiálních a axiálních posuvů. Jako další výhodu nutno uvést jeho schopnost zajistit požadovanou třídu netěsnosti za všech provozních a poruchových stavů.

Jako diskutovatelnou nevýhodu můžeme brát, volbu tloušťky grafitové fólie na nosném hřebenu. V případě, že by tloušťka grafitové fólie byla příliš slabá, hrozilo by prořezání této fólie, ztrátě těsnosti spoje a poškození nosného hřebene a těsnících ploch. Naopak pokud by tloušťka grafitové fólie byla příliš velká, mohlo by dojít ke zvýšení netěsnosti vlivem zvětšení prostoru pro difundaci média skrz grafitovou vrstvu. Další nevýhodou může být vyšší složitost těsnícího uzlu, což má za následek také vyšší pořizovací cenu těsnění oproti jednoduchému niklovo-grafitovému těsnění. Tato nevýhoda je však značně zavádějící, protože vyšší pořizovací cena ještě neznamená vyšší náklady, kdy v případě výměny těsnění není nutná výměna kompletu, ale pouze grafitových příložek pokud není ocelový hřeben viditelně poškozen.

5. Výpočet nového hřebenového těsnění s expandovaným grafitem

Výpočet původního a nového navrhovaného těsnícího uzlu bude prováděn podle normy ČSN EN 1591 *Příruby a přírubové spoje – Pravidla pro navrhování těsněných kruhových přírubových spojů*. Tato norma se skládá ze čtyř částí, první část ČSN EN 1591-1+A1, norma z roku 2001 doplněná schválenou změnou A1 z roku 2009 stanovuje výpočtovou metodu pro dimenzování přírubových spojů s kruhovými přírubami, šrouby a těsněním. Účelem této normy je zajistit konstrukční pevnost při dodržení těsnosti spoje. Druhou částí normy, z které bude čerpáno, je ČSN EN 1591-2 *Charakteristické hodnoty*, která stanovuje charakteristické hodnoty pro výpočet přírubových spojů. Tato norma bude použita pouze v případě, že nebudou některé charakteristické hodnoty známy od výrobce těsnění.

Vzorce používaných parametrů těsnění jsou založeny na definicích a metodách zkoušení stanovených v normě EN 13 555 *Příruby a přírubové spoje – Parametry těsnění a zkoušení vztahující se na pravidla dimenzování přírubových spojů s kruhovými přírubami a těsněním*.

Výsledkem těchto výpočtů podle postupů těchto norem, by pak mělo být vypočítané zatížení představující minimální zatížení svorníků, které by mělo působit na těsnění pro dosažení požadované třídy netěsnosti L. Výsledky velikosti tahového zatížení předpjatých svorníků se poté pro lepší srozumitelnost v praxi přepočítávají na velikost prodloužení.

Zatěžovací stavy:

Během provozu jaderného zařízení a tedy i kompenzátoru objemu dochází ke změnám provozních stavů. Ať už jsou tyto stavy chtěné, nebo nechtěné, dochází během nich ke změnám různých veličin uvnitř soustavy. Dochází ke změnám tlaku uvnitř jednotlivých potrubí, ke změnám teploty chladiva a armatur a další změny, které mají vliv na těsnost uvažovaného spoje. Z těchto důvodů nemůže být výpočet proveden pouze pro jeden konkrétní stav, ale musí být proveden pro všechny charakteristické zatěžovací stavy, při kterých by mohlo dojít k porušení těsnosti uvažovaného spoje.

Zatěžovací stav je stav při určených současně působících zatíženích označených jako $I=0$ až 3. Při výpočtech bude dále pro zjednodušení uvažováno, že jednotlivé stavy jsou ustálené, neboli nedochází již ke změně žádných parametrů během jednotlivých stavů. Při žádném z těchto stavů nesmí být za žádných okolností překročena povolená míra netěsnosti L.

- **I= 0 Montážní stav:** $p_0 = 0\text{ MPa}$
 $t_0 = 20^\circ\text{C} \Rightarrow T_0 = 293,15\text{ K}$

Je to zatěžovací stav po kompletní montáži (tzv. šesšroubování)

- **I= 1 Nominální stav:** $p_1 = 15,5 \text{ MPa}$
 $t_1 = 350^\circ\text{C} \Rightarrow T_1 = 623,15 \text{ K}$
Za tohoto stavu odpovídají parametry média nominálnímu provozu KO

- **I= 2 Těsnostní zkouška:** $p_2 = 17,6 \text{ MPa}$
 $t_2 = 120^\circ\text{C} \Rightarrow T_2 = 393,15 \text{ K}$

Stav, kdy jsou parametry v primární smyčce nastaveny na zkoušku těsnosti této smyčky.

- **I= 3 Pevnostní zkouška:** $p_3 = 19,6 \text{ MPa}$
 $t_3 = 120^\circ\text{C} \Rightarrow T_3 = 393,15 \text{ K}$

Maximální mezní stav, při kterém je ještě zaručena předepsaná třída těsnosti. Bývá také často označován jako výpočtový stav.

5.1. Vstupní hodnoty těsnění

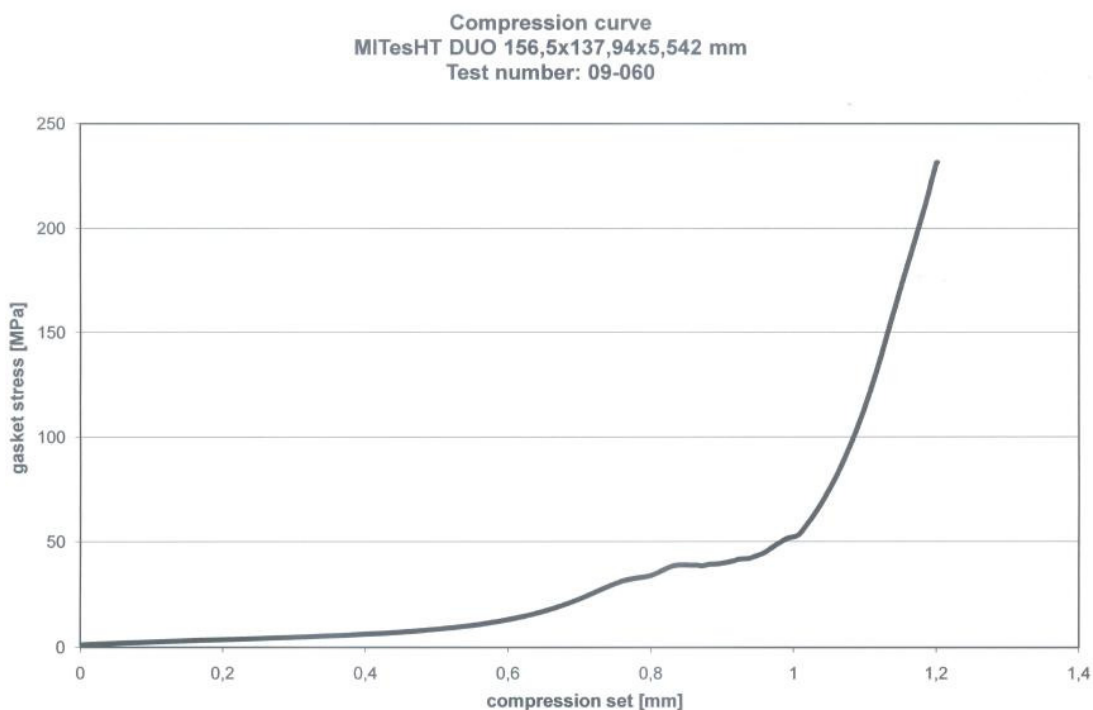
Vnitřní průměr stykové plochy primárního těsnění: $d_{G1} = 484,1 \text{ mm} + 1,5 \text{ mm} = 485,6 \text{ mm}$

Vnější průměr stykové plochy primárního těsnění: $d_{G2} = 502,1 \text{ mm} - 1,5 \text{ mm} = 500,6 \text{ mm}$

Vnitřní průměr stykové plochy sekundárního těsnění: $d_{G3} = 531 \text{ mm} + 1,5 \text{ mm} = 532,5 \text{ mm}$

Vnější průměr stykové plochy sekundárního těsnění: $d_{G4} = 546 \text{ mm} - 1,5 \text{ mm} = 544,5 \text{ mm}$

Tloušťka primárního těsnění při montážním tlaku (odečtena z grafu č.1):

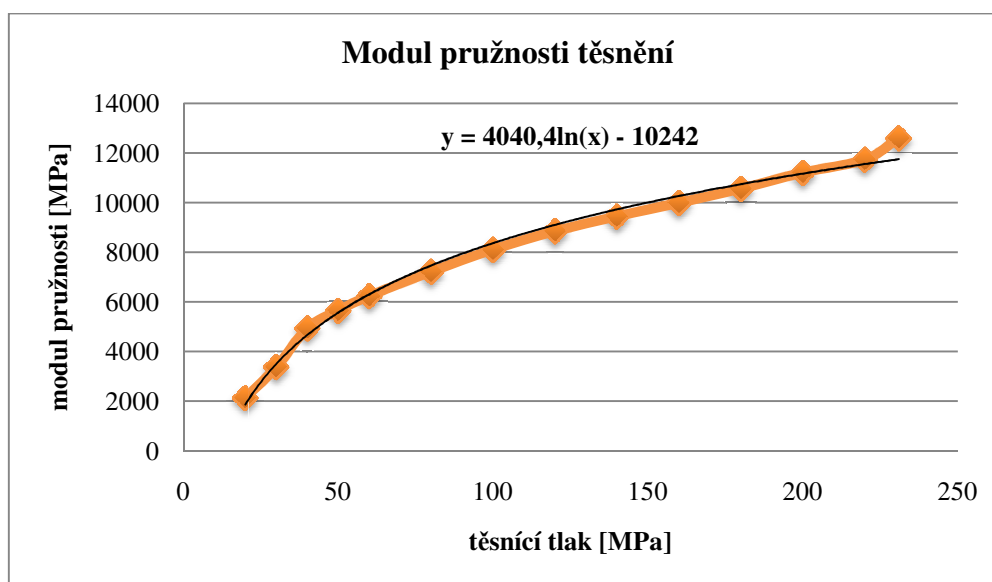


(Graf.č.1:Stlačovací křivka grafitových příložek na těsnění)

Při tlaku 160MPa stlačení těsnění o 1,13mm: $e_G = (5,6-1,13)\text{mm} = 4,47\text{mm}$

Modul pružnosti těsnění: E_{G0}

Modul pružnosti těsnění byl zjištěn pomocí naměřených hodnot pro jednotlivá tlaková působení na těsnění, kde byly jednotlivé hodnoty vyneseny do grafu č.2 a pomocí spojnice trendu byla zjištěna přibližná závislost uvedená v grafu. Vzhledem k tomu, že přesná hodnota tlaku v těsnění při montáži není známa, neboť velikost této hodnoty bude vypočítána až v dalších fázích výpočtu, bude se pro stav $I=0$, ale i další stavy ($I=1,2,3$) po domluvě s konzultantem z firmy MICO uvažovat hodnota tlaku v těsnění rovna $Q_A=160\text{MPa}$, která by měla být reálné hodnotě blízka.



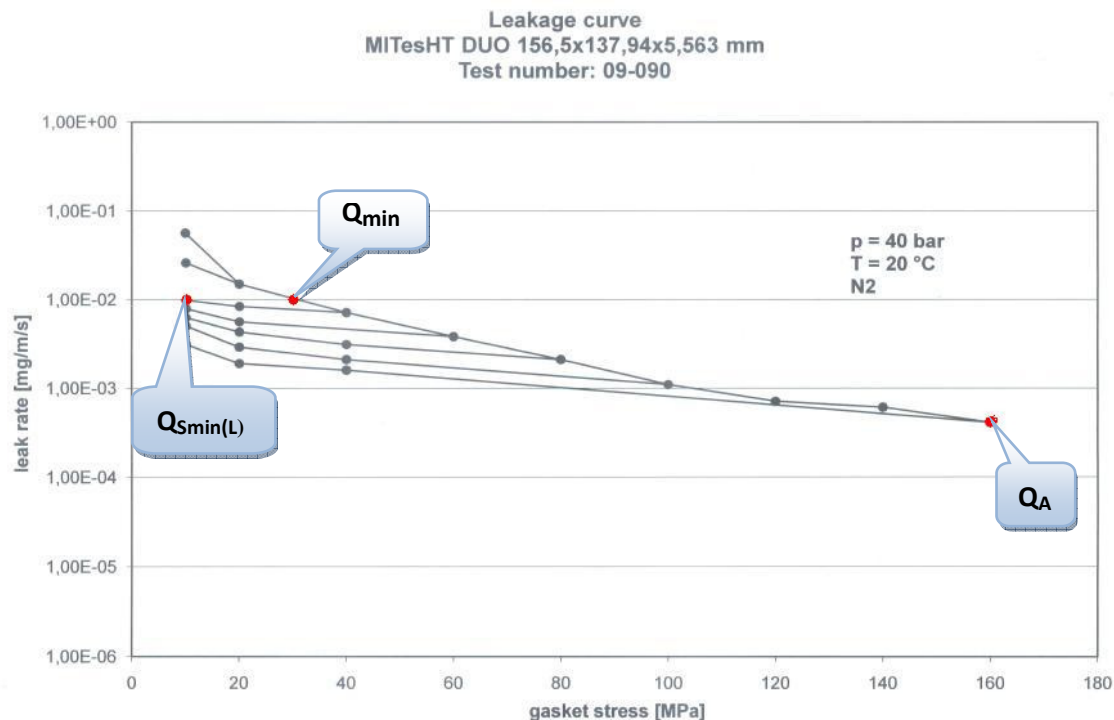
(Graf.č.2:Modul pružnosti těsnění)

Modul pružnosti těsnění je pak pro tlak $Q_A=160\text{MPa}$ roven:

$$E_{G0} = 4040,4 * \ln(160\text{MPa}) - 10242 = 10263,73\text{MPa}$$

Modul pružnosti těsnění: $E_{G0} = E_{G1} = E_{G2} = E_{G3} = 10263,73\text{MPa}$

Hodnoty napětí v těsnění musí za daných tlaků splnit podmínku třídy netěsnosti L. Podle normy se těsnění rozdělují do tří tříd netěsnosti L. V tomto případě norma přikazuje dodržet nejprísnější třídu netěsnosti ($L < 0,01 \text{ mg/ms}$). Hodnoty velikostí jednotlivých napětí pro předepsanou třídu netěsnosti jsou odečteny z grafu (č.3: Velikost napětí při různých třídách netěsnosti).



(Graf.č.3: Velikost napětí při různých třídách netěsností)

Minimální dovolené tlakové napětí v těsnění: $Q_{min} = 30 MPa$

Předpokládané napětí na těsnění: $Q_A = 160 MPa$

Minimální dovolené tlakové napětí v těsnění po odlehčení z Q_A : $Q_{smin(L)} \leq 10 MPa$

Maximální dovolené tlakové napětí v těsnění: $Q_{max} = 500 MPa$

Hodnota maximálního dovoleného tlakového napětí v těsnění Q_{max} pro hřebenové těsnění MITes HT® v obecném případě převyšuje hodnotu 600MPa, pro konkrétní řešení těsnění na KO je podle dat firmy MICO, spol. s.r.o. hodnota $Q_{max} > 500 MPa$. Pro daný výpočet bude tedy hodnota maximálního napětí v těsnění uvažována jako rovna 500MPa z důvodu bezpečnostní rezervy i když této hodnoty stejně v reálném případě nebude dosaženo.

Součinitel teplotní roztažnosti těsnění:

Vzhledem k tomu, že materiál těsnění není homogenní, ale skládá se z ocelového hřebínku a grafitové vrstvy, bylo by zjištění přesné hodnoty součinitele teplotní roztažnosti značně problematické. Objemově v těsnění zabírá většinu ocelový hřebínek a grafitové těsnění pouze malou část, proto je pro zjednodušení jako hodnota teplotního součinitele roztažnosti pro těsnění použita hodnota materiálu ocelového hřebínku.

$$\alpha_{G1} = \alpha_{G2} = \alpha_{G3} = 11 \cdot 10^{-6} K^{-1}$$

5.2. Vstupní hodnoty přírub

Příruby:

- Víko: Zaslepovací příruba
- Příruba tělesa: Příruba s krkem pro přivaření k válcovým skořepinám

Vnitřní průměr listu příruby: $d_0 = 450mm$

Skutečný roztečný průměr příruby: $d_3 = 675mm$

Vnější průměr příruby: $d_4 = 840mm$

Průměr otvoru pro závrtný šroub: $d_5 = 70mm$

Průměr středového otvoru v zaslepovací přírubě: $d_9 = 0mm$

Tloušťka stěny zaslepovací příruby: $e_0 = 192mm$

Moduly pružnosti přírub (10GN2MFA)^[13]:

$$E_{F0} = \widetilde{E}_{F0} = 212000MPa \text{ při } t = 20^\circ C$$

$$E_{F1} = \widetilde{E}_{F1} = 186000MPa \text{ při } t = 350^\circ C$$

$$E_{F2} = \widetilde{E}_{F2} = 205600MPa \text{ při } t = 120^\circ C$$

$$E_{F3} = \widetilde{E}_{F3} = 205600MPa \text{ při } t = 120^\circ C$$

Součinitel teplotní roztažnosti přírub: $\alpha_{FI} = \widetilde{\alpha}_{FI} = 13,6 \cdot 10^{-6} K^{-1} \text{ při } t = 350^\circ C$

$$\alpha_{F2} = \widetilde{\alpha}_{F2} = 11,6 \cdot 10^{-6} K^{-1} \text{ při } t = 120^\circ C$$

$$\alpha_{F3} = \widetilde{\alpha}_{F3} = 11,6 \cdot 10^{-6} K^{-1} \text{ při } t = 120^\circ C$$

5.3. Vstupní hodnoty svorníků

Počet svorníků: $n_B = 16$ kusů

Jmenovitý průměr svorníku: $d_{B0} = 64\text{mm}$

Průměr dříku: $d_{Bs}^* = 56\text{mm}$

** ve výpočtech poté bude z důvodu dutiny ($d = 10\text{mm}$) uvnitř dříku účinná velikost průřezu dříku přepočítána*

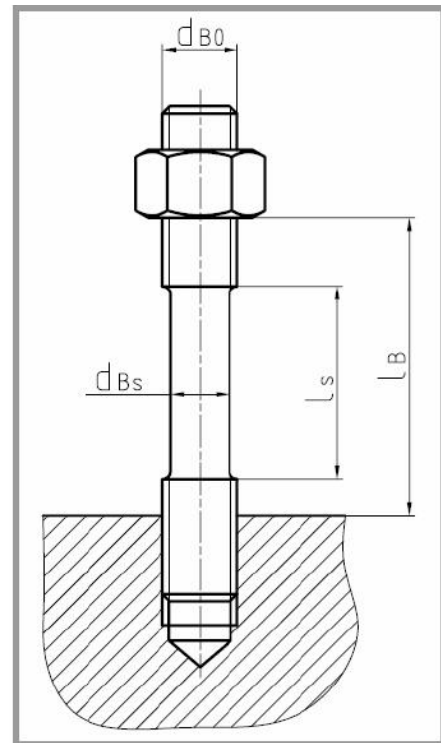
Rozteč: $p_t = 4\text{mm}$

Osová délka dříku: $l_s = 180\text{mm}$

Účinná délka svorníku: $l_B = 193,5\text{mm}$

Efektivní délka svorníku:

$$l_e = l_B - l_s = 193,5\text{mm} - 180\text{mm} = 13,5\text{mm}$$



(Obr.8: Schéma svorníku)

Moduly pružnosti svorníků (ocel 15320) ^[13]:

$$E_{B0} = 206000\text{MPa} \text{ při } t = 20^\circ\text{C}$$

$$E_{B1} = 176500\text{MPa} \text{ při } t = 350^\circ\text{C}$$

$$E_{B2} = E_{B3} = 199000\text{MPa} \text{ při } t = 120^\circ\text{C}$$

Součinitel teplotní roztažnosti svorníků: $\alpha_{B1} = 12,9 \cdot 10^{-6} \text{K}^{-1}$ pro $T = 350^\circ\text{C}$

$$\alpha_{B2} = \alpha_{B3} = 11,3 \cdot 10^{-6} \text{K}^{-1} \text{ pro } T = 120^\circ\text{C}$$

5.4. Výpočtové parametry

5.4.1. Parametry příruby

➤ **Přírubový list:**

Vzdálenost mezi svorníky

$$p_B = \frac{\pi \cdot d_3}{n_B} = \frac{\pi \cdot 675\text{mm}}{16} = 132,536\text{mm}$$

$$\widetilde{p}_B = p_B = 132,536\text{mm}$$

Účinný průměr otvorů pro svorníky

$$d_{5e} = d_5 \cdot \sqrt{\frac{d_5}{p_B}} = 70\text{mm} \cdot \sqrt{\frac{70\text{mm}}{132,536\text{mm}}} = 50,872\text{mm}$$

$$\widetilde{d}_{5e} = \widetilde{d}_5 \cdot \sqrt{\frac{\widetilde{d}_5}{\widetilde{p}_B}} = 64\text{mm} \cdot \sqrt{\frac{64\text{mm}}{132,536\text{mm}}} = 44,474\text{mm}$$

Účinný roztečný průměr otvorů:

$$d_{3e} = d_3 \cdot \left(1 - \frac{2}{n_B^2}\right) = 675\text{mm} \cdot \left(1 - \frac{2}{16^2}\right) = 669,727\text{mm}$$

$$\widetilde{d}_{3e} = d_{3e} = 669,727\text{mm}$$

➤ **Účinné rozměry listu příruby:**

Účinná šířka příruby:

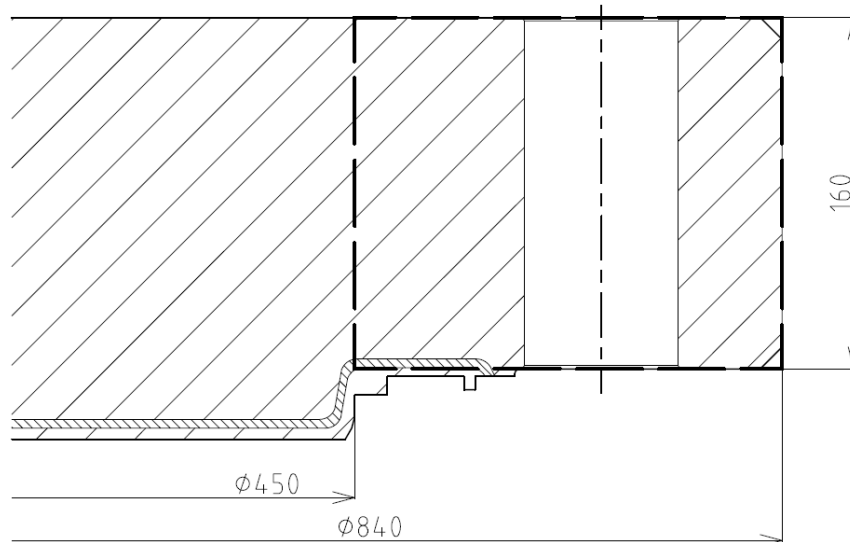
$$b_F = \frac{d_4 - d_0}{2} - d_{5e} = \frac{840\text{mm} - 450\text{mm}}{2} - 50,872\text{mm} = 144,128\text{mm}$$

Střední průměr příruby:

$$d_F = \frac{d_4 + d_0}{2} = \frac{840\text{mm} + 450\text{mm}}{2} = 645\text{mm}$$

Účinná celková plocha průřezu listu příruby:

Jedná se o výpočet plochy listu příruby v osovém řezu přírubového spoje včetně otvorů pro šrouby. Velikost plochy je znázorněn na (obrázku č.9) níže.



(Obr.9: Účinná celková plocha průřezu listu příruby víka)

$$A_F = \frac{d_4 - d_0}{2} \cdot 160\text{mm} = \frac{840\text{mm} - 450\text{mm}}{2} \cdot 160\text{mm} = 31\,200\text{mm}^2$$

Účinná osová tloušťka příruby:

$$e_F = \frac{2 \cdot A_F}{d_4 - d_0} = \frac{2 \cdot 31\,200\text{mm}^2}{840\text{mm} - 450\text{mm}} = 160\text{mm}$$

➤ **Připojená skořepina:***Příruba s kuželovým krkem:*

Za předpokladu řešení, že příruba tělesa kompenzátoru objemu je tužší, než příruba víka v těsnícím uzlu, nejsou výpočty vztahující se k připojené skořepině nutné.

Zaslepovací příruba:

Tloušťka stěny ekvivalentní válcové skořepiny: $e_E = 0$

Střední průměr skořepiny: $d_E = d_0 = 450\text{mm}$

➤ **Teoretické rozměry těsnění:***Teoretická šířka primárního těsnění:*

$$b_{GtI} = \frac{d_{G2} - d_{G1}}{2} = \frac{500,6\text{mm} - 485,6\text{mm}}{2} = 7,5\text{mm}$$

Teoretický průměr primárního těsnění:

$$d_{GtI} = \frac{d_{G2} + d_{G1}}{2} = \frac{500,6\text{mm} + 485,6\text{mm}}{2} = 493,1\text{mm}$$

Teoretická těsnicí plocha primárního těsnění:

$$A_{GtI} = \pi \cdot d_{GtI} \cdot b_{GtI} = \pi \cdot 493,1\text{mm} \cdot 7,5\text{mm} = 11\,618,395\text{mm}^2$$

Teoretická šířka sekundárního těsnění:

$$b_{GtII} = \frac{d_{G4} - d_{G3}}{2} = \frac{544,5\text{mm} - 532,5\text{mm}}{2} = 6\text{mm}$$

Teoretický průměr sekundárního těsnění:

$$d_{GtII} = \frac{d_{G4} + d_{G3}}{2} = \frac{544,5\text{mm} - 532,5\text{mm}}{2} = 538,5\text{mm}$$

Teoretická těsnicí plocha sekundárního těsnění:

$$A_{GtII} = \pi \cdot d_{GtII} \cdot b_{GtII} = \pi \cdot 538,5\text{mm} \cdot 6\text{mm} = 10\,150,49\text{mm}^2$$

Celková teoretická těsnicí plocha těsnění:

$$A_{Gt} = A_{GtI} + A_{GtII} = 11\,618,395\text{mm}^2 + 10\,150,49\text{mm}^2 = 21\,768,88\text{mm}^2$$

➤ **Účinné rozměry těsnění:***Účinná šířka těsnění:*

$$b_{Ge} = \min\{b_{Gi}; b_{Gt}\}$$

V případě plochého těsnění z měkkého materiálu můžeme pro zjednodušení uvažovat:

$$b_{Gi} = b_{Gt}$$

a proto platí:

$$b_{Ge} = b_{Gt}; \quad d_{Ge} = d_{Gt}$$

Pak celková účinná těsnicí plocha:

$$A_{Ge} = A_{Gt} = 21\,768,88\text{mm}^2$$

Dále bude ve výpočtu za veličiny b_{Gt}, b_{Ge} a d_{Gt}, d_{Ge} uvažovány rozměry primárního těsnění.

➤ **Ramena momentů:**

$$h_p = \frac{\frac{(d_{Ge} - d_E)^2 \cdot (2 \cdot d_{Ge} + d_E)}{6} + 2 \cdot e_p^2 \cdot d_F}{d_{Ge}^2}$$

Pro zaslepovací přírubu: $e_p = 0$; $d_E = d_0$

$$h_p = \frac{\frac{(493,1\text{mm} - 450\text{mm})^2 \cdot (2 \cdot 493,1\text{mm} + 450\text{mm})}{6} + 2 \cdot 0 \cdot 645\text{mm}}{(493,1\text{mm})^2}$$

$$h_p = 1,8287\text{mm}$$

$$\widetilde{h}_p = h_p = 1,8287\text{mm}$$

$$h_G = \frac{d_{3e} - d_{Ge}}{2} = \frac{669,727\text{mm} - 493,1\text{mm}}{2} = 88,3132\text{mm}$$

$$\widetilde{h}_G = h_G = 88,3132\text{mm}$$

$$h_H = \frac{d_{3e} - d_E}{2} = \frac{669,727\text{mm} - 450\text{mm}}{2} = 109,8633\text{mm}$$

$$\widetilde{h}_H = h_H = 109,8633\text{mm}$$

$$\widetilde{h}_L = h_L = 0\text{mm}$$

➤ **Elastické parametry příruby:**

Zaslepovací příruba:

Poměr průměrů: ($d_E = d_0$)

$$\rho = \frac{d_g}{d_E} = \frac{0mm}{450mm} = 0$$

Opravy ramen momentů:

$$h_Q = \frac{d_E}{8} \cdot (1 - \rho^2) \cdot \frac{0,7 + 3,3 \cdot \rho^2}{0,7 + 1,3 \cdot \rho^2} \cdot \left(\frac{d_E}{d_{ge}} \right)^2 = \frac{450mm}{8} \cdot (1 - 0^2) \cdot \frac{0,7 + 3,3 \cdot 0^2}{0,7 + 1,3 \cdot 0^2} \cdot \left(\frac{450mm}{493,1mm} \right)^2$$

$$h_Q = \widetilde{h}_Q = 46,8465mm$$

$$h_R = \frac{d_E}{4} \cdot (1 - \rho^2) \cdot \frac{0,7 + 3,3 \cdot \rho^2}{(0,7 + 1,3 \cdot \rho^2) \cdot (1 + \rho^2)} = \frac{450mm}{4} \cdot (1 - 0^2) \cdot \frac{0,7 + 3,3 \cdot 0^2}{(0,7 + 1,3 \cdot 0^2) \cdot (1 + 0^2)}$$

$$h_R = \widetilde{h}_R = 112,5mm$$

Točivý modul pružnosti příruby:

$$Z_F = \frac{3 \cdot d_F}{\pi \cdot \left[b_F \cdot e_F^3 + d_F \cdot e_0^3 \cdot \frac{1 - \rho^2}{1,4 + 2,6 \cdot \rho^2} \right]}$$

$$Z_F = \frac{3 \cdot 645mm}{\pi \cdot \left[144,128mm \cdot (160mm)^3 + 645mm \cdot (192mm)^3 \cdot \frac{1 - 0^2}{1,4 + 2,6 \cdot 0^2} \right]}$$

$$Z_F = 1,5993 \cdot 10^{-7} mm^{-3}$$

$$Z_F = \widetilde{Z}_F = 1,5993 \cdot 10^{-7} mm^{-3}$$

Točivý modul pružnosti točivé příruby:

$$Z_L = \widetilde{Z}_L = 0mm^{-3}$$

5.4.2. Parametry svorníků

Účinný průměr dřívku: $d_{Bs} = 56mm$

Účinný průměr svorníku:

$$d_{Be} = d_{B0} - 0,9382 \cdot p_t = 64mm - 0,9382 \cdot 4mm = 60,2472mm$$

Účinná plocha průřezu svorníků (16 x M64x4):

$$A_B = \{\min(d_{Be}; d_{Bs})\}^2 \cdot n_B \cdot \frac{\pi}{4} = [(56\text{mm})^2 - (10\text{mm})^2] \cdot 16 \cdot \frac{\pi}{4} = 38151,50\text{mm}^2$$

Osový modul pružnosti pro svorníky:

$$X_B = \frac{4}{\pi \cdot n_B} \cdot \left(\frac{l_s}{d_{Bs}^2 - d^2} + \frac{l_e}{d_{Be}^2 - d^2} + \frac{0,8}{d_{B0}} \right)$$

$$X_B = \frac{4}{\pi \cdot 16} \cdot \left(\frac{180\text{mm}}{[(56\text{mm})^2 - (10\text{mm})^2]} + \frac{13,5\text{mm}}{[(60,247\text{mm})^2 - (10\text{mm})^2]} + \frac{0,8}{64\text{mm}} \right)$$

$$X_B = 6,017 \cdot 10^{-3}\text{mm}^{-1}$$

5.4.3. Parametry těsnění

Přesná velikost počáteční těsnicí síly F_{G0} není v této části výpočtů vyžadována, proto se provede na základě velikosti dovolených tlaků na těsnění při montáži pouze přibližný výpočet této síly. V pozdějších výpočtech se velikost těsnicí síly F_{G0} , v případě že nebude dále vyhovovat, více zpřesní.

$$Q_{poč} = Q_A = 160\text{MPa}$$

$$F_{G0} = A_{Ge} \cdot Q_A = 21\,768,88\text{mm}^2 \cdot 160\text{MPa} = 3483,02\text{kN}$$

Rameno:

$$h_{G0} = \frac{d_{3e} - d_{Ge}}{2} = \frac{669,727\text{mm} - 493,1\text{mm}}{2} = 88,3125\text{mm}$$

Osový modul pružnosti pro těsnění:

Při možnosti ohybového namáhání těsnění se z důvodu zjednodušení průběhu ohybu a také z důvodu sekundárního těsnění o nepatrně menší šířce uvažuje, osový modul pouze na primárním těsnění.

$$X_G = \frac{e_G}{A_{Gtl}} \cdot \frac{b_{Gt} + \frac{e_G}{2}}{b_{Ge} + \frac{e_G}{2}} = \frac{4,47\text{mm}}{11\,618,395\text{mm}^2} \cdot \frac{7,5\text{mm} + \frac{4,47\text{mm}}{2}}{7,5\text{mm} + \frac{4,47\text{mm}}{2}} = 3,8474 \cdot 10^{-4}\text{mm}^{-1}$$

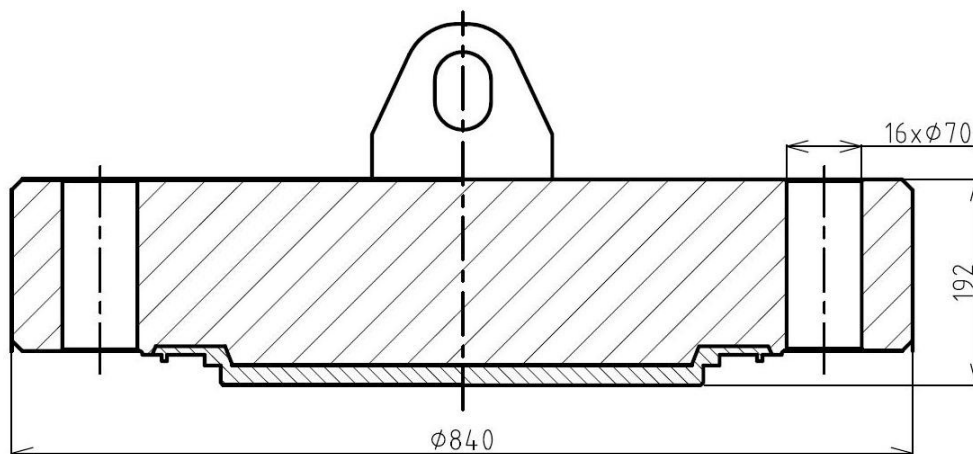
5.5. Vnitřní síly ve spoji

Při výpočtu sil působících uvnitř spoje je nutné počítat se všemi silami a krouticími momenty, které mohou na daný těsnicí spoj působit. Tyto jednotlivé síly mohou měnit svoji velikost v závislosti na okolních podmínkách, v závislosti na provozních stavech, ve kterých zařízení pracuje. Vznikající přídavné zatížení pak může mít negativní vliv na velikost těsnicího tlaku a to až už zvýšením, nebo snížením těsnicího tlaku. Síly, které mohou na přírubu kompenzátoru během jednotlivých stavů působit, kromě těsnicí síly F_B jsou:

- Síla vyvolaná tlakem tekutiny F_Q
- Vnější přídavné zatížení F_R
- Teplotní zatížení ΔU

Síly F_B a F_Q jsou jednoznačně největší a tedy nejvýznamnější síly působící na těsnicí spoj. Vnější přídavné zatížení F_R se skládá z vnějšího přídavného momentu M_A a z vnější přídavné osově síly F_A působící na těsnicí spoj. Tato síla je způsobena tíhovým zatížením odnímatelné části příruby, tedy hmotností víka. I přes to, že velikost tíhové síly víka, je v porovnání s těsnicí silou od svorníků F_B a silou vyvolané tlakem tekutiny F_Q velmi malá, je ve výpočtech uvedena pro vyšší přesnost výpočtu.

5.5.1. Výpočet velikosti tíhové síly víka:



(Obr.10: Schéma víka kompenzátoru objemu)

- Přibližný objem víka:

$$V = \frac{\pi \cdot d_4^2}{4} \cdot e_0 - 16 \cdot \frac{\pi \cdot d_5^2}{4} = \frac{\pi \cdot 840^2}{4} \cdot 192 - 16 \cdot \frac{\pi \cdot 70^2}{4} = 0,10634 \text{ m}^3$$

- Hustota oceli: $\rho_v = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ (pro ocel 10GN2MFA)^[13]

$$F_{GV} = V \cdot \rho_v \cdot g = 0,10634 \text{ m}^3 \cdot 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = -8189,084 \text{ N}$$

5.5.2. Zatížení:➤ **Montážní stav ($l=0$): $P_0 = 0\text{ MPa}$; $T_0 = 20^\circ\text{C}$** *Osová síla vyvolaná přetlakem tekutiny*

$$F_{Q0} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Ge}^2 \cdot P_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (493,1\text{ mm})^2 \cdot 0\text{ MPa} = 0\text{ N}$$

Vnější přidavná zatížení:

$$F_{A0} = F_{GV} = -8189,084\text{ N}$$

Vnější přidavný moment

$$M_{A0} = 0\text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{R0} = F_{A0} \pm \frac{4}{d_{3e}} \cdot M_{A0} = -8189,084\text{ N} - \frac{4}{669,727\text{ mm}} \cdot 0\text{ N} \cdot \text{mm} = -8189,084\text{ N}$$

Teplotní zatížení:

Diferenciální osově teplotní prodloužení

$$\Delta U_0 = 0\text{ mm}$$

➤ **Následné stavy ($l=1,2,3$):****Pro $l=1$ (nominální provoz) $P_1 = 15,5\text{ MPa}$; $T_1 = 350^\circ\text{C}$** *Osová síla vyvolaná přetlakem tekutiny:*

$$F_{Q1} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Ge}^2 \cdot P_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (493,1\text{ mm})^2 \cdot 15,5\text{ MPa} = 2959999,1\text{ N} \cong 2960,00\text{ kN}$$

Vnější přidavná zatížení:

Vnější osová tlaková síla:

$$F_{A1} = F_{GV} = -8189,084\text{ N}$$

Vnější přidavný moment

$$M_{A1} = 0\text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{R1} = F_{A1} \pm \frac{4}{d_{3e}} \cdot M_{A1} = -8189,084\text{ N}$$

Teplotní zatížení:

Tloušťka listu příruby na průměru d_{ge} : $e_{Ft} = (163,5 + 25)mm = 188,5mm$

Do rozměru příruby se započítává i tloušťka podložek (25mm) a předpokládá se při tom, že jejich teplota a teplotní součinitel roztažnosti jsou stejné jako u příruby.

Tloušťka listu druhé příruby: $\widetilde{e}_{Ft} = 0mm$

Tloušťka f_0 těsnění: $e_G = 4,47mm$

Tloušťka sevřeného spojení: $e_B = e_{Ft} + \widetilde{e}_{Ft} + e_G = 188,5mm + 0mm + 4,47mm = 192,97mm$

Teplota spoje při montáži: $T_0 = 20^\circ C$

Projektová teplota celé nádoby KO včetně přírubového spoje průlezu je $350^\circ C$. Ve skutečnosti mají jednotlivé části nádoby kompenzátoru z důvodu složitosti spoje a členitosti různé teploty. Určení těchto teplot by bylo problematické, nebo by vyžadovalo provést reálné měření za provozu. Proto pro přibližné řešení budou jednotlivé teploty určeny. Teplota přírub a těsnění bude stanovena stejná, jako teplota samotného média, neboť zde dochází k přímému kontaktu s médiem. Teplota svorníků a podložek bude stanovena na teplotu o $25^\circ C$ nižší, než jsou teploty těsnění a přírub.

Střední teplota přírub: $T_{F1} = \widetilde{T}_{F1} = 350^\circ C$

Střední teplota těsnění: $T_{G1} = 350^\circ C$

Střední teplota sevřeného spojení: $T_{B1} = (350 - 25)^\circ C = 325^\circ C$

Diferenciální osově teplotní prodloužení

$$\Delta U_1 = e_B \cdot \alpha_{BI} \cdot (T_{BI} - T_0) - e_{Ft} \cdot \alpha_{FI} \cdot (T_{FI} - T_0) - e_G \cdot \alpha_{GI} \cdot (T_{GI} - T_0) - \widetilde{e}_{Ft} \cdot \widetilde{\alpha}_{FI} \cdot (\widetilde{T}_{FI} - T_0)$$

$$\Delta U_1 = 192,97mm \cdot 12,9 \cdot 10^{-6} K^{-1} \cdot (325^\circ C - 20^\circ C) - 188,5mm \cdot 13,6 \cdot 10^{-6} K^{-1} \cdot$$

$$\cdot (350^\circ C - 20^\circ C) - 4,47mm \cdot 11 \cdot 10^{-6} K^{-1} \cdot (350^\circ C - 20^\circ C) - 0mm \cdot 13,6 \cdot 10^{-6} K^{-1} \cdot$$

$$\cdot (350^\circ C - 20^\circ C)$$

$$\Delta U_1 = -0,1030mm$$

Pro I=2 (těsnostní zkouška) $P_2 = 17,6MPa$; $T_2 = 120^\circ C$

Osová síla vyvolaná přetlakem tekutiny

$$F_{Q2} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Ge}^2 \cdot P_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (493,1\text{mm})^2 \cdot 17,6\text{MPa} = 3361031,3\text{N} \cong 3361,03\text{kN}$$

Vnější přídavná zatížení:

Vnější osová tlaková síla:

$$F_{A2} = F_{GV} = -8189,084\text{N}$$

Vnější přídavný moment

$$M_{A2} = 0\text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{R2} = F_{A2} \pm \frac{4}{d_{3e}} \cdot M_{A2} = -8189,084\text{N}$$

Teplotní zatížení:

Střední teplota přírub: $T_{F2} = \widetilde{T}_{F2} = 120^\circ\text{C}$

Střední teplota těsnění: $T_{G2} = 120^\circ\text{C}$

Střední teplota sevřeného spojení: $T_{B2} = (120 - 25)^\circ\text{C} = 95^\circ\text{C}$

Diferenciální osově teplotní prodloužení

$$\Delta U_2 = e_B \cdot \alpha_{B2} \cdot (T_{B2} - T_0) - e_{Ft} \cdot \alpha_{F2} \cdot (T_{F2} - T_0) - e_G \cdot \alpha_{G2} \cdot (T_{G2} - T_0) - \widetilde{e}_{Ft} \cdot \widetilde{\alpha}_{F2} \cdot (\widetilde{T}_{F2} - T_0)$$

$$\begin{aligned} \Delta U_2 &= 192,97\text{mm} \cdot 11,3 \cdot 10^{-6}\text{K}^{-1} \cdot (95^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) - 188,5\text{mm} \cdot 11,6 \cdot 10^{-6}\text{K}^{-1} \cdot \\ &\cdot (120^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) - 4,47\text{mm} \cdot 11 \cdot 10^{-6}\text{K}^{-1} \cdot (120^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) - 0\text{mm} \cdot 11,6 \cdot 10^{-6}\text{K}^{-1} \cdot \\ &\cdot (120^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) \end{aligned}$$

$$\Delta U_2 = -0,0600\text{mm}$$

Pro I=3 (pevnostní zkouška) $P_3 = 19,6\text{MPa}$; $T_3 = 120^\circ\text{C}$

Osová síla vyvolaná přetlakem tekutiny

$$F_{Q3} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Ge}^2 \cdot P_3 = \frac{\pi}{4} \cdot (493,1\text{mm})^2 \cdot 19,6\text{MPa} = 3742966,7\text{N} \cong 3742,97\text{kN}$$

Vnější přídavná zatížení:

Vnější osová tlaková síla:

$$F_{A3} = F_{GV} = -8189,084N$$

Vnější přidavný moment

$$M_{A3} = 0 N \cdot mm$$

$$F_{R3} = F_{A3} \pm \frac{4}{d_{3e}} \cdot M_{A3} = -8189,084N$$

Teplotní zatížení:

Diferenciální osově teplotní prodloužení

$$\Delta U_3 = \Delta U_2 = -0,0600mm$$

5.5.3. Poddajnost spoje:

➤ **Osová poddajnost smontovaného spoje vztahující se k těsnící síle (F_{GI}):**

Montážní stav ($I=0$): $P_0 = 0MPa$; $T_0 = 20^\circ C$

$$Y_{G0} = Z_F \cdot \frac{h_G^2}{E_{F0}} + \widetilde{Z}_F \cdot \frac{\widetilde{h}_G^2}{\widetilde{E}_{F0}} + \frac{X_B}{E_{B0}} + \frac{X_G}{E_{G0}}$$

$$Y_{G0} = 1,5993 \cdot 10^{-7} mm^{-3} \cdot \frac{(88,3132mm)^2}{212000MPa} + 1,5993 \cdot 10^{-7} mm^{-3} \cdot \frac{(88,3132mm)^2}{212000MPa} +$$

$$+ \frac{6,017 \cdot 10^{-3} mm^{-1}}{206000MPa} + \frac{3,8474 \cdot 10^{-4} mm^{-1}}{10263,73MPa} =$$

$$Y_{G0} = 7,8462 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}$$

Nominální stav ($I=1$): $P_1 = 15,5MPa$; $T_1 = 350^\circ C$

$$Y_{G1} = Z_F \cdot \frac{h_G^2}{E_{F1}} + \widetilde{Z}_F \cdot \frac{\widetilde{h}_G^2}{\widetilde{E}_{F1}} + \frac{X_B}{E_{B1}} + \frac{X_G}{E_{G1}}$$

$$Y_{G1} = 1,5993 \cdot 10^{-7} mm^{-3} \cdot \frac{(88,3132mm)^2}{186000MPa} + 1,5993 \cdot 10^{-7} mm^{-3} \cdot \frac{(88,3132mm)^2}{186000MPa} +$$

$$+ \frac{6,017 \cdot 10^{-3} mm^{-1}}{176500 MPa} + \frac{3,8474 \cdot 10^{-4} mm^{-1}}{10263,73 MPa} =$$

$$Y_{G1} = 8,4988 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}$$

Těsnostní zkouška (I=2): **$P_2 = 17,6 MPa$; $T_2 = 120^\circ C$**

$$Y_{G2} = Z_F \cdot \frac{h_G^2}{E_{F2}} + \widetilde{Z}_F \cdot \frac{\widetilde{h}_G^2}{\widetilde{E}_{F2}} + \frac{X_B}{E_{B2}} + \frac{X_G}{E_{G2}}$$

$$Y_{G2} = 1,5993 \cdot 10^{-7} mm^{-3} \cdot \frac{(88,3132 mm)^2}{205600 MPa} + 1,5993 \cdot 10^{-7} mm^{-3} \cdot \frac{(88,3132 mm)^2}{205600 MPa} +$$

$$+ \frac{6,017 \cdot 10^{-3} mm^{-1}}{199000 MPa} + \frac{3,8474 \cdot 10^{-4} mm^{-1}}{10263,73 MPa} =$$

$$Y_{G2} = 7,9855 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}$$

Pevnostní zkouška (I=3): **$P_3 = 19,6 MPa$; $T_3 = 120^\circ C$**

$$Y_{G3} = Y_{G2} = 7,9855 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}$$

➤ ***Osová poddajnost smontovaného spoje vztahující se k osově síle tlaku tekutiny (F_{QI}):***

$Y_{Q0} = 0$ - hodnota je nulová v případě nulového tlaku tekutiny

$$Y_{Q1} = Z_F \cdot h_G \cdot \frac{h_H - h_P - h_Q}{E_{F1}} + \widetilde{Z}_F \cdot \widetilde{h}_G \cdot \frac{\widetilde{h}_H - \widetilde{h}_P - \widetilde{h}_Q}{\widetilde{E}_{F1}} + \frac{X_B}{E_{B1}}$$

$$Y_{Q1} = 1,5993 \cdot 10^{-7} mm^{-3} \cdot 88,3132 mm \cdot \frac{109,8633 mm - 1,8287 mm - 46,8465 mm}{186000 MPa} +$$

$$+1,5993 \cdot 10^{-7} \text{mm}^{-3} \cdot 88,3132 \text{mm} \cdot \frac{109,8633 \text{mm} - 1,8287 \text{mm} - 46,8465 \text{mm}}{186000 \text{MPa}} +$$

$$+ \frac{6,017 \cdot 10^{-3} \text{mm}^{-1}}{176500 \text{MPa}}$$

$$Y_{Q1} = 4,3384 \cdot 10^{-8} \text{mmN}^{-1}$$

$$Y_{Q2} = Z_F \cdot h_G \cdot \frac{h_H - h_P - h_Q}{E_{F2}} + \widetilde{Z}_F \cdot \widetilde{h}_G \cdot \frac{\widetilde{h}_H - \widetilde{h}_P - \widetilde{h}_Q}{\widetilde{E}_{F2}} + \frac{X_B}{E_{B2}}$$

$$Y_{Q2} = 1,5993 \cdot 10^{-7} \text{mm}^{-3} \cdot 88,3132 \text{mm} \cdot \frac{109,8633 \text{mm} - 1,8287 \text{mm} - 46,8465 \text{mm}}{205600 \text{MPa}} +$$

$$+1,5993 \cdot 10^{-7} \text{mm}^{-3} \cdot 88,3132 \text{mm} \cdot \frac{109,8633 \text{mm} - 1,8287 \text{mm} - 46,8465 \text{mm}}{205600 \text{MPa}} +$$

$$+ \frac{6,017 \cdot 10^{-3} \text{mm}^{-1}}{199000 \text{MPa}}$$

$$Y_{Q2} = 3,8644 \cdot 10^{-8} \text{mmN}^{-1}$$

$$Y_{Q3} = Y_{Q2} = 3,8644 \cdot 10^{-8} \text{mmN}^{-1}$$

➤ **Osová poddajnost smontovaného spoje vztahující se k vnějšímu přídavnému zatížení ($F_{RI} \neq 0$):**

$$Y_{R0} = Z_F \cdot h_G \cdot \frac{h_H + h_R}{E_{F0}} + \widetilde{Z}_F \cdot \widetilde{h}_G \cdot \frac{\widetilde{h}_H + \widetilde{h}_R}{\widetilde{E}_{F0}} + \frac{X_B}{E_{B0}}$$

$$Y_{R0} = 1,5993 \cdot 10^{-7} \text{mm}^{-3} \cdot 88,3132 \text{mm} \cdot \frac{109,8633 \text{mm} + 112,5 \text{mm}}{212000 \text{MPa}} + 1,5993 \cdot 10^{-7} \text{mm}^{-3} \cdot$$

$$\cdot 88,3132 \text{mm} \cdot \frac{109,8633 \text{mm} + 112,5 \text{mm}}{212000 \text{MPa}} + \frac{6,017 \cdot 10^{-3} \text{mm}^{-1}}{206000 \text{MPa}}$$

$$Y_{R0} = 5,8838 \cdot 10^{-8} \text{mmN}^{-1}$$

$$Y_{R1} = Z_F \cdot h_G \cdot \frac{h_H + h_R}{E_{F1}} + \widetilde{Z}_F \cdot \widetilde{h}_G \cdot \frac{\widetilde{h}_H + \widetilde{h}_R}{\widetilde{E}_{F1}} + \frac{X_B}{E_{B1}}$$

$$Y_{R1} = 1,5993 \cdot 10^{-7} \text{mm}^{-3} \cdot 88,3132 \text{mm} \cdot \frac{109,8633 \text{mm} + 112,5 \text{mm}}{186000 \text{MPa}} + 1,5993 \cdot 10^{-7} \text{mm}^{-3} \cdot$$

$$\cdot 88,3132mm \cdot \frac{109,8633mm + 112,5mm}{186000MPa} + \frac{6,017 \cdot 10^{-3}mm^{-1}}{176500MPa}$$

$$Y_{R1} = 6,7861 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}$$

$$Y_{R2} = Z_F \cdot h_G \cdot \frac{h_H + h_R}{E_{F2}} + \widetilde{Z}_F \cdot \widetilde{h}_G \cdot \frac{\widetilde{h}_H + \widetilde{h}_R}{\widetilde{E}_{F2}} + \frac{X_B}{E_{B2}}$$

$$Y_{R2} = 1,5993 \cdot 10^{-7}mm^{-3} \cdot 88,3132mm \cdot \frac{109,8633mm + 112,5mm}{205600MPa} + 1,5993 \cdot 10^{-7}mm^{-3} \cdot$$

$$\cdot 88,3132mm \cdot \frac{109,8633mm + 112,5mm}{205600MPa} + \frac{6,017 \cdot 10^{-3}mm^{-1}}{199000MPa}$$

$$Y_{R2} = 6,0788 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}$$

$$Y_{R3} = Y_{R2} = 6,0788 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}$$

5.5.4. Minimální těsnící síly:

Montážní stav (I=0):

$$F_{G0min} = A_{Ge} \cdot Q_{min}$$

$$F_{G0min} = 21\,768,88mm^2 \cdot 30MPa = 653066,43 \cong 653,1kN$$

Ostatní stavy (I=1,2,3):

$$F_{G1min} = \max\{A_{Ge} \cdot Q_{Smin(L)}; -(F_{Q1} + F_{R1})\}$$

Nejnižší utahovací tlak na povrch těsnění při požadované třídě netěsnosti L po snížení podmínky zatížení $Q_{Smin(L)}$ byl pro výpočet zvolen na hodnotě 10MPa. Ve skutečnosti se však podle laboratorního měření firmy MICO, může pohybovat dokonce pod hodnotou 10-ti MPa. Hodnota $Q_{Smin(L)}$ je i pro ostatní zátěžné stavy (I=1,2,3) rovna stejné hodnotě.

$$F_{G1min} = \max\{21\,768,88mm^2 \cdot 10MPa; -(2959999,1N - 8189,084N)\}$$

$$F_{G1min} = \max\{217,69 \cdot 10^3N; -2951,81 \cdot 10^3N\}$$

$$F_{G1min} = 217,69 \cdot 10^3N \cong 217,7kN$$

$$F_{G2min} = \max\{A_{Ge} \cdot Q_{Smin(L)}; -(F_{Q2} + F_{R2})\}$$

$$F_{G2min} = \max\{21\,768,88\text{mm}^2 \cdot 10\text{MPa}; -(3361031,3\text{N} - 8189,084\text{N})\}$$

$$F_{G2min} = \max\{217,69 \cdot 10^3\text{N}; -3352,84 \cdot 10^3\text{N}\}$$

$$F_{G2min} = 217,69 \cdot 10^3\text{N} \cong 217,7\text{kN}$$

$$F_{G3min} = \max\{A_{Ge} \cdot Q_{Smin(L)}; -(F_{Q3} + F_{R3})\}$$

$$F_{G3min} = \max\{21\,768,88\text{mm}^2 \cdot 10\text{MPa}; -(3742966,7\text{N} - 8189,084\text{N})\}$$

$$F_{G3min} = \max\{217,69 \cdot 10^3\text{N}; -3734,78 \cdot 10^3\text{N}\}$$

$$F_{G3min} = 217,69 \cdot 10^3\text{N} \cong 217,7\text{kN}$$

5.5.5. Vnitřní síly při montážním stavu:

Tento výpočet vnitřních sil se provádí z důvodu ověření, zda těsnící síly uvnitř spoje v žádném provozním stavu nepoklesne pod velikost síly F_{G1min} . Tento výpočet se provádí pro všechny stavy (I=1,2,3) vyjímaje montážního stavu. Z vypočítaných vnitřních sil se pak určí maximální hodnota, která musí být společně s minimální těsnící silou při montáži F_{G0min} nižší než na počátku uvažovaná hodnota těsnící síly F_{G0} .

➤ Požadované síly:

$$F_{G\Delta} = \max\{F_{G\Delta1}; F_{G\Delta2}; F_{G\Delta3}\}$$

Laboratorně zjištěná velikost součinitele tečení P_{QR} se pohybuje těsně pod hodnotou jedné. Pro zjednodušení výpočtů bude tedy uvažována hodnota součinitele rovna 1.

$$P_{QR1} = P_{QR2} = P_{QR3} = 1$$

$$F_{G\Delta1} = \frac{F_{G1min} \cdot Y_{G1} + [F_{Q1} \cdot Y_{Q1} + (F_{R1} \cdot Y_{R1} - F_{R0} \cdot Y_{R0}) + \Delta U_1]}{Y_{G0} \cdot P_{QR1}}$$

$$F_{G\Delta1} = \frac{217688,81\text{N} \cdot 8,5675 \cdot 10^{-8}\text{mmN}^{-1}}{7,846 \cdot 10^{-8}\text{mmN}^{-1}} +$$

$$+ \frac{[2959999,1\text{N} \cdot 4,338 \cdot 10^{-8}\text{mmN}^{-1} + (-8189,084\text{N} \cdot 6,786 \cdot 10^{-8}\text{mmN}^{-1} - (-8189,084\text{N}) \cdot 5,884 \cdot 10^{-8}\text{mmN}^{-1}) - 0,1030\text{mm}]}{7,846 \cdot 10^{-8}\text{mmN}^{-1}}$$

$$F_{G\Delta1} = 559,1\text{kN}$$

$$F_{G\Delta 2} = \frac{F_{G2min} \cdot Y_{G2} + [F_{Q2} \cdot Y_{Q2} + (F_{R2} \cdot Y_{R2} - F_{R0} \cdot Y_{R0}) + \Delta U_2]}{Y_{G0} \cdot P_{QR2}}$$

$$F_{G\Delta 2} = \frac{217688,81N \cdot 7,986 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}}{7,846 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}} +$$

$$+ \frac{[3361031,3N \cdot 3,864 \cdot 10^{-8}mmN^{-1} + (-8189,084N \cdot 6,079 \cdot 10^{-8}mmN^{-1} - (-8189,084N) \cdot 5,884 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}) - 0,0600mm]}{7,846 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}}$$

$$F_{G\Delta 2} = 1111,6kN$$

$$F_{G\Delta 3} = \frac{F_{G3min} \cdot Y_{G3} + [F_{Q3} \cdot Y_{Q3} + (F_{R3} \cdot Y_{R3} - F_{R0} \cdot Y_{R0}) + \Delta U_3]}{Y_{G0} \cdot P_{QR3}}$$

$$F_{G\Delta 3} = \frac{217688,81N \cdot 7,986 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}}{7,846 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}} +$$

$$+ \frac{[3742966,7N \cdot 3,864 \cdot 10^{-8}mmN^{-1} + (-8189,084N \cdot 6,079 \cdot 10^{-8}mmN^{-1} - (-8189,084N) \cdot 5,885 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}) - 0,0600mm]}{7,846 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}}$$

$$F_{G\Delta 3} = 1299,7kN$$

$$F_{G\Delta} = \max\{F_{G\Delta 1}; F_{G\Delta 2}; F_{G\Delta 3}\}$$

$$F_{G\Delta} = \max\{559,1kN; 1111,6kN; 1299,7kN\}$$

$$F_{G\Delta} = 1299,7kN$$

$$F_{G0req} = \max\{F_{G0min}; F_{G\Delta}\}$$

$$F_{G0req} = \max\{653,1kN; 1299,7kN\}$$

$$F_{G0req} = 1299,7kN$$

$$F_{B0req} = F_{G0req} + F_{R0}$$

$$F_{B0req} = 1299671,1N + (-8189,1N) = 1291,5kN$$

Následující zhodnocení velikosti jednotlivých sil je podmínkou pro pokračování ve výpočtu podle normy:

$$F_{G0req} \leq F_{G0}$$

$$F_{G0req} = 1291,5kN$$

$$F_{G0} = 3483,02kN$$

$$1291,5kN \leq 3483,02kN$$

Podmínka splněna



➤ **Ohled na rozptyl sil ve šroubech při montáži:**

Během jakékoliv systematické činnosti jakou je i utahování svorníků, může docházet k systematickým chybám, i když nepatrným. Z těchto důvodů jsou tyto chyby zohledněny i ve výpočtové normě ČSN EN 1591-1+A1, která v příloze C udává hodnoty rozptylu připadající na jeden svorník v závislosti na utahovací metodě. Hodnoty rozptylů jsou udávány právě pro jednotlivé svorníky, rozptyl celkové síly ve svornících je pak ze statických důvodů nižší.

Utahování svorníků na průlezu kompenzátoru objemu je prováděno pomocí hydraulického utahovacího klíče s měřením prodloužení svorníků.

Rozptyl při utahování svorníků vztažený na jeden svorník, pak je:

- pod nominální hodnotou $\varepsilon_{1-} = 0,2 [-]$
- nad nominální hodnotou $\varepsilon_{1+} = 0,4 [-]$

Při použití hydraulického momentového klíče není hodnota rozptylu pod jmenovitou hodnotou (ε_{1-}) a nad jmenovitou hodnotou (ε_{1+}) totožná, protože dodatečná síla se vyvolává na svornících dřívě, než je přenesena na matici.

Rozptyl při utahování vztažený na všechny svorníky pak je:

- pod nominální hodnotou $\varepsilon_+ = \varepsilon_{1+} \cdot \frac{1 + \frac{3}{\sqrt{n_B}}}{4} = 0,4 \cdot \frac{1 + \frac{3}{\sqrt{16}}}{4} = 0,175$
- nad nominální hodnotou $\varepsilon_- = \varepsilon_{1-} \cdot \frac{1 + \frac{3}{\sqrt{n_B}}}{4} = 0,2 \cdot \frac{1 + \frac{3}{\sqrt{16}}}{4} = 0,0875$

Nominální utahovací síla ve svornících:

Jako velikost nominální utahovací síly F_{B0av} byla předběžně uvažována velikost hodnoty těsnící síly F_{G0} , neboť vyhovovala všem předešlým podmínkám, avšak ve výsledku se velikost těsnícího tlaku v případě stavu 3 (pevnostní zkouška) hodnota rovnala velikosti

10MPa, která je hraniční pro udržení požadované netěsnosti spoje L. Proto bude daná síla vynásobena bezpečnostním parametrem, aby bylo za všech stavů zaručeno, že se hodnota tlaku na těsnění nepřiblíží krajní hodnotě těsnosti:

Bezpečnostní koeficient těsnění: $k_G = 1,6$

Nominální utahovací síla ve svornících:

$$F_{B0av} = k_G \cdot F_{G0} = 1,6 \cdot 3483,02kN = 4876,23kN$$

Maximální utahovací síla ve svornících:

$$F_{B0max} = F_{B0av} \cdot (1 + \varepsilon_+) = 4876,23kN \cdot (1 + 0,175) = 5729,57kN$$

Minimální utahovací síla ve svornících:

$$F_{B0min} = F_{B0av} \cdot (1 - \varepsilon_-) = 4876,23kN \cdot (1 - 0,0875) = 4449,60kN$$

Aby bylo možné nominální utahovací sílu použít a pokračovat v dalších krocích výpočtů, musí být splněna následující podmínka daná normou:

$$F_{B0min} \geq F_{B0req}$$

$$F_{B0min} = 4449,60kN$$

$$F_{B0req} = 1291,5kN$$

$$4449,60kN \geq 1291,5kN$$

Podmínka splněna



5.5.6. Vnitřní síly v následných stavech (I=1,2,3):

Při výpočtu návrhové montážní těsnící síly je nutno zahrnout počet montážních a dotahovacích postupů během životnosti přírubového spoje N_R . V případě těsnícího uzlu se již dále neuvažuje další dotahování spoje po uvedení do provozu. Z důvodů zanedbatelného vlivu veličiny N_R na výsledek návrhové montážní síly, není nutné znát její přesnou hodnotu, proto bude hodnota zvolena. Velikost hodnoty N_R se reálně pohybuje mezi hodnotami 1 až 10.

Počet montážních a dotahovacích postupů pomocí hydraulického utahováku během životnosti spoje (zvoleno): $N_R = 5$

$$F_{G0d} = \max \left\{ F_{G\Delta}; \frac{2}{3} \cdot \left(1 - \frac{10}{N_R} \right) \cdot F_{B0max} - F_{R0} \right\}$$

$$F_{G0d} = \max \left\{ 1299,7kN; \frac{2}{3} \cdot \left(1 - \frac{10}{5} \right) \cdot 5729,57kN - (-8,19kN) \right\}$$

$$F_{G0d} = \max\{1299,7kN; -3811,52kN\}$$

$$F_{G0d} = F_{G\Delta} = 1299,7kN$$

Síla F_{G0d} bude ze stejného důvodu jako uvedeno výše vynásobena bezpečnostním koeficientem k_G , aby byla zaručena požadovaná těsnost spoje za všech stavů:

$$F_{G0d} = 1,6 \cdot 1299,7kN = 2209,4kN$$

Následné těsnicí síly na přírubový spoj v jednotlivých mezních stavech (I=1,2,3), pak jsou:

$$F_{G1} = \frac{F_{G0d} \cdot Y_{G0} \cdot P_{QR1} - [F_{Q1} \cdot Y_{Q1} + (F_{R1} \cdot Y_{R1} - F_{R0} \cdot Y_{R0}) + \Delta U_1]}{Y_{G1}}$$

$$F_{G1} = \frac{2209440,9N \cdot 7,846 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}}{8,499 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}} +$$

$$\frac{[2959999,1N \cdot 4,338 \cdot 10^{-8}mmN^{-1} + (-8189,084N \cdot 6,786 \cdot 10^{-8}mmN^{-1} - (-8189,084N) \cdot 5,884 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}) - 0,1030mm]}{8,499 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}}$$

$$F_{G1} = 1741,26kN$$

$$F_{G2} = \frac{F_{G0d} \cdot Y_{G0} \cdot P_{QR2} - [F_{Q2} \cdot Y_{Q2} + (F_{R2} \cdot Y_{R2} - F_{R0} \cdot Y_{R0}) + \Delta U_2]}{Y_{G2}}$$

$$F_{G2} = \frac{2209440,9N \cdot 7,846 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}}{8,0464 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}} +$$

$$\frac{[3361031,3N \cdot 3,864 \cdot 10^{-8}mmN^{-1} + (-8189,084N \cdot 6,079 \cdot 10^{-8}mmN^{-1} - (-8189,084N) \cdot 5,884 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}) - 0,0600mm]}{8,0464 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}}$$

$$F_{G2} = 1296,41kN$$

$$F_{G3} = \frac{F_{G0d} \cdot Y_{G0} \cdot P_{QR3} - [F_{Q3} \cdot Y_{Q3} + (F_{R3} \cdot Y_{R3} - F_{R0} \cdot Y_{R0}) + \Delta U_3]}{Y_{G3}}$$

$$F_{G3} = \frac{2209440,9N \cdot 7,846 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}}{8,0464 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}} +$$

$$\frac{[3742966,7N \cdot 3,864 \cdot 10^{-8}mmN^{-1} + (-8189,084N \cdot 6,079 \cdot 10^{-8}mmN^{-1} - (-8189,084N) \cdot 5,884 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}) - 0,0600mm]}{8,0464 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}}$$

$$F_{G3} = 1111,58kN$$

Odpovídající následné síly ve svornících v jednotlivých mezních stavech ($I=1,2,3$), pak jsou:

$$F_{B1} = F_{G1} + (F_{Q1} + F_{R1})$$

$$F_{B1} = 1741,26kN + (2960,00kN - 8,19kN) = 4693,07kN$$

$$F_{B2} = F_{G2} + (F_{Q2} + F_{R2})$$

$$F_{B2} = 1296,41kN + (3361,03kN - 8,19kN) = 4649,25kN$$

$$F_{B3} = F_{G3} + (F_{Q3} + F_{R3})$$

$$F_{B3} = 1111,58kN + (3742,97kN - 8,19kN) = 4846,36kN$$

5.6. Kontrola dovolených zatížení

Zatížení působící na systém spojení musí ležet v každém čase uvnitř bezpečných mezí. Tyto meze se vyjadřují pomocí stupně využití únosnosti. V tomto případě tedy stupně využití únosnosti svorníků Φ_B , těsnění Φ_G a přírub Φ_F . Každý stupeň únosnosti Φ musí být obecně podle normy menší nebo rovný 1 pro všechny zatěžující stavy ($I=0,1,2,3$) v případě, kdy je splněna podmínka šířky příruby $X = \frac{d_4}{d_0} < 2$. V případech, kdy daná podmínka není splněna, například u širokých, nebo točivých přírub, platí na velikost stupně únosnosti přísnější podmínky (viz. norma ČSN EN 1591-1+A1).

5.6.1. Všeobecně:

Podmínka šířky příruby:

$$X = \frac{d_4}{d_0} = \frac{840mm}{450mm} = 1,87 < 2 \quad \checkmark$$

Podmínka pro stupně využití únosnosti ve všech stavech $\Phi \leq 1$ je splněna

5.6.2. Stupeň využití únosnosti svorníků:

$$\Phi_{BI} = \frac{1}{f_{BI}} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{BI}}{A_B}\right)^2 + 3 \cdot \left(C_I \cdot \frac{M_{t,BI}}{I_B}\right)^2} \leq 1,0$$

Pro hydraulické utahováky je krouticí moment zatěžující dřík svorníku pro všechny stavy roven:

$$M_{t,B1} = M_{t,B2} = M_{t,B3} = M_{t,B0} = 0$$

Plastický moment krutu dříku svorníku I_B :

$$I_B = \frac{\pi}{12} \cdot \min(d_{Be}; d_{Bs})^3$$

$$d_{Be} = 60,25\text{mm}$$

$$d_{Bs} = 56,0\text{mm}$$

$$I_B = \frac{\pi}{12} \cdot [d_{Bs}^3 - d^3] = \frac{\pi}{12} \cdot [(56\text{mm})^3 - (10\text{mm})^3] = 32950,90\text{mm}^3$$

Jmenovité výpočtové napětí svorníků f_B :

Jmenovité výpočtové napětí svorníků f_B je rovno maximální přípustné hodnotě napětí ve svornících, kdy nedojde k výrazné plastické deformaci svorníků. Hodnota je rovna podílu smluvní meze kluzu materiálu svorníku (ocel 15320) a zvolenému koeficientu bezpečnosti k_B .

$$f_B = \frac{R_{p0,2B}}{k_B}$$

Smluvní mez kluzu svorníku: $R_{p0,2B} = 590\text{MPa}$

Zvolený koeficient bezpečnosti: $k_B = 2$

$$f_B = \frac{R_{p0,2B}}{k_B} = \frac{590\text{MPa}}{2} = 295\text{MPa}$$

Součinitel pro krouticí moment v poměru zatížení svorníku:

Součinitel pro krouticí moment svorníků je závislý na velikosti minimální tažnosti materiálu. Tažnost oceli 15 320 je rovna $A = 15\%$

$C = 1$ pro montážní stav materiálu svorníků s min. tažností $A \geq 10\%$

$C = 0$ pro všechny ostatní stavy

Stupeň využití pro svorníky pak je pro stavy I=0,1,2,3 roven:

$$\Phi_{B0} = \frac{1}{f_B} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B0av}}{A_B}\right)^2 + 3 \cdot \left(C_0 \cdot \frac{M_{t,B0}}{I_B}\right)^2} \leq 1,0$$

$$\Phi_{B0} = \frac{1}{295MPa} \cdot \sqrt{\left(\frac{4876229N}{38151,50mm^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(1 \cdot \frac{0}{32950,90mm^3}\right)^2} = 0,433$$

$$\Phi_{B1} = \frac{1}{f_B} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B1}}{A_B}\right)^2 + 3 \cdot \left(C_1 \cdot \frac{M_{t,B1}}{I_B}\right)^2} \leq 1,0$$

$$\Phi_{B1} = \frac{1}{295MPa} \cdot \sqrt{\left(\frac{4693073N}{38151,50mm^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(0 \cdot \frac{0}{32950,90mm^3}\right)^2} = 0,417$$

$$\Phi_{B2} = \frac{1}{f_B} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B2}}{A_B}\right)^2 + 3 \cdot \left(C_2 \cdot \frac{M_{t,B2}}{I_B}\right)^2} \leq 1,0$$

$$\Phi_{B2} = \frac{1}{295MPa} \cdot \sqrt{\left(\frac{4649248N}{38151,50mm^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(0 \cdot \frac{0}{32950,90mm^3}\right)^2} = 0,413$$

$$\Phi_{B3} = \frac{1}{f_B} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B3}}{A_B}\right)^2 + 3 \cdot \left(C_3 \cdot \frac{M_{t,B3}}{I_B}\right)^2} \leq 1,0$$

$$\Phi_{B3} = \frac{1}{295MPa} \cdot \sqrt{\left(\frac{4846357N}{38151,50mm^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(0 \cdot \frac{0}{32950,90mm^3}\right)^2} = 0,431$$

$$\Phi_B = \max\{0,433; 0,417; 0,413; 0,431\} \leq 1,0$$

$$\Phi_B = 0,433 \leq 1,0$$



Nejvyšší dosažená hodnota stupně využití únosnosti těsnění je rovna hodnotě $\Phi_{B0} = 0,433$ při montáži. Tato hodnota je stále menší než maximální povolená mez stupně využitelné únosnosti, a proto zatížení svorníků se pohybuje v povolených mezích.

5.6.3. Stupeň využití únosnosti těsnění:

$$\Phi_{G0} = \frac{F_{G0}}{A_{Gt} \cdot Q_{max}} = \frac{3483,02 \cdot 10^3 N}{21\,768,88 mm^2 \cdot 500 MPa} = 0,320$$

$$\Phi_{G1} = \frac{F_{G1}}{A_{Gt} \cdot Q_{max}} = \frac{1751,48 \cdot 10^3 N}{21\,768,88 mm^2 \cdot 500 MPa} = 0,161$$

$$\Phi_{G2} = \frac{F_{G2}}{A_{Gt} \cdot Q_{max}} = \frac{1312,11 \cdot 10^3 N}{21\,768,88 mm^2 \cdot 500 MPa} = 0,121$$

$$\Phi_{G3} = \frac{F_{G3}}{A_{Gt} \cdot Q_{max}} = \frac{1125,79 \cdot 10^3 N}{21\,768,88 mm^2 \cdot 500 MPa} = 0,103$$

$$\Phi_G = \max\{0,320; 0,161; 0,121; 0,103\} \leq 1,0$$

$$\Phi_G = 0,320 \leq 1,0$$



Nejvyšší dosažená hodnota stupně využití únosnosti těsnění je rovna hodnotě $\Phi_{G0} = 0,32$ při montážním stavu. Tato hodnota je stále menší než maximální povolená mez stupně využitelné únosnosti, z čehož vyplývá, že zatížení těsnění se pohybuje v povolených mezích.

5.6.4. Stupeň využití únosnosti zaslepovací příruby:

$$\Phi_F = \max \left\{ \left| \frac{F_B \cdot h_G + F_Q \cdot (1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6} + F_R \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_B \cdot h_G}{W_F} \right|; \left| \frac{F_Q \cdot (1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_R \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{6}}{W_F} \right| \right\} \leq 1,0$$

Modul průřezu příruby:

$$W_F = \frac{\pi}{4} \cdot f_F \cdot [2 \cdot b_f \cdot e_F^2 + d_0 \cdot (1 - \rho) \cdot e_0^2]$$

kde f_F je jmenovité výpočtové napětí příruby, podobně jako u svorníků.

Smluvní mez kluzu příruby: $R_{p0,2F} = 343 MPa$

Zvolený koeficient bezpečnosti: $k_F = 1,5$

Jmenovité výpočtové napětí příruby f_F :

$$f_F = \frac{R_{p0,2F}}{k_F} = \frac{343 \text{ MPa}}{1,5} \cong 228 \text{ MPa}$$

$$W_F = \frac{\pi}{4} \cdot 228 \text{ MPa} \cdot [2 \cdot 144,13 \text{ mm} \cdot (160 \text{ mm})^2 + 450 \text{ mm} \cdot (1 - 0) \cdot (192 \text{ mm})^2]$$

$$W_F = 4,29199 \cdot 10^9 \text{ Nmm}$$

➤ **Stupeň využití únosnosti zaslepovací příruby pro stav $l=0$:**

$$\Phi_{F0} = \max \left\{ \left| \frac{F_{B0av} \cdot h_G + F_{Q0}(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6} + F_{R0}(1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{B0av} \cdot h_G}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{Q0}(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{R0}(1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} \right| \right\} \leq 1,0$$

$$\begin{aligned} & \frac{F_{B0av} \cdot h_G + F_{Q0}(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6} + F_{R0}(1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} = \\ & = \frac{4876,23 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 88,31 \text{ mm} + 0 \text{ N}(1 - 0) \cdot \frac{493,1 \text{ mm}}{6} - 8189,11 \text{ N}(1 - 0) \cdot \frac{493,1 \text{ mm}}{2}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,0998 \end{aligned}$$

$$\frac{F_{B0av} \cdot h_G}{W_F} = \frac{4876,23 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 88,31 \text{ mm}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,1003$$

$$\frac{F_{Q0}(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6}}{W_F} = \frac{0 \text{ N}(1 - 0) \cdot \frac{493,1 \text{ mm}}{6}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0$$

$$\frac{F_{R0}(1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} = \frac{-8189,11 \text{ N}(1 - 0) \cdot \frac{493,1 \text{ mm}}{2}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = -0,0002$$

$$\Phi_{F0} = \max\{0,0998; 0,1003; 0; -0,0002\} \leq 1,0$$

$$\Phi_{F0} = 0,1003 \leq 1,0$$



➤ **Stupeň využití únosnosti zaslepovací příruby pro stav I=1:**

$$\Phi_{F1} = \max \left\{ \left| \frac{F_{B1} \cdot h_G + F_{Q1}(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6} + F_{R1} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{B1} \cdot h_G}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{Q1} \cdot (1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{R1} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} \right| \right\} \leq 1,0$$

$$\begin{aligned} \frac{F_{B1} \cdot h_G + F_{Q1}(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6} + F_{R1} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} &= \\ &= \frac{4693,07 \cdot 10^3 \text{N} \cdot 88,31 \text{mm} + 2960,00 \cdot 10^3 \text{N} (1 - 0) \cdot \frac{493,1 \text{mm}}{6} - 8189,11 \text{N} \cdot (1 - 0) \cdot \frac{493,1 \text{mm}}{2}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{Nmm}} \\ &= 0,1528 \end{aligned}$$

$$\frac{F_{B1} \cdot h_G}{W_F} = \frac{4693,07 \cdot 10^3 \text{N} \cdot 88,31 \text{mm}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{Nmm}} = 0,0966$$

$$\frac{F_{Q1} \cdot (1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6}}{W_F} = \frac{2960,00 \cdot 10^3 \text{N} \cdot (1 - 0) \cdot \frac{493,1 \text{mm}}{6}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{Nmm}} = 0,0567$$

$$\frac{F_{R1} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} = \frac{-8189,11 \text{N} \cdot (1 - 0) \cdot \frac{493,1 \text{mm}}{2}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{Nmm}} = -0,0002$$

$$\Phi_{F1} = \max\{0,1528; 0,0966; 0,0567; -0,0002\} \leq 1,0$$

$$\Phi_{F1} = 0,1528 \leq 1,0$$

➤ **Stupeň využití únosnosti zaslepovací příruby pro stav I=2:**

$$\Phi_{F2} = \max \left\{ \left| \frac{F_{B2} \cdot h_G + F_{Q2}(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6} + F_{R2} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{B2} \cdot h_G}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{Q2} \cdot (1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{R2} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} \right| \right\} \leq 1,0$$

$$\frac{F_{B2} \cdot h_G + F_{Q2}(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6} + F_{R2} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} =$$

$$= \frac{4649,25 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 88,31 \text{ mm} + 3361,03 \cdot 10^3 \text{ N}(1 - 0) \cdot \frac{493,1 \text{ mm}}{6} - 8189,11 \text{ N} \cdot (1 - 0) \cdot \frac{493,1 \text{ mm}}{2}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{ Nmm}}$$


$$= 0,1596$$

$$\frac{F_{B2} \cdot h_G}{W_F} = \frac{4649,25 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 88,31 \text{ mm}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,0957$$

$$\frac{F_{Q2} \cdot (1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6}}{W_F} = \frac{3361,03 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot (1 - 0) \cdot \frac{493,1 \text{ mm}}{6}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,0644$$

$$\frac{F_{R2} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} = \frac{-8189,11 \text{ N} \cdot (1 - 0) \cdot \frac{493,1 \text{ mm}}{2}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = -0,0002$$

$$\Phi_{F2} = \max\{0,1596; 0,0957; 0,0644; -0,0002\} \leq 1,0$$

$$\Phi_{F2} = 0,1596 \leq 1,0$$


➤ **Stupeň využití únosnosti zaslepovací příruby pro stav I=3:**

$$\Phi_{F3} = \max \left\{ \left| \frac{F_{B3} \cdot h_G + F_{Q3}(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6} + F_{R3} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{B3} \cdot h_G}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{Q3} \cdot (1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{R3} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} \right| \right\} \leq 1,0$$

$$\frac{F_{B3} \cdot h_G + F_{Q3}(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6} + F_{R3} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} =$$

$$= \frac{4846,46 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 88,31 \text{ mm} + 3742,97 \cdot 10^3 \text{ N}(1 - 0) \cdot \frac{493,1 \text{ mm}}{6} - 8189,11 \text{ N} \cdot (1 - 0) \cdot \frac{493,1 \text{ mm}}{2}}{W_F}$$

$$= 0,1709$$

$$\frac{F_{B3} \cdot h_G}{W_F} = \frac{4846,46 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 88,31 \text{ mm}}{W_F} = 0,0997$$

$$\frac{F_{Q3} \cdot (1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}}{6}}{W_F} = \frac{3742,97 \cdot 10^3 \text{ N}(1 - 0) \cdot \frac{493,1 \text{ mm}}{6}}{W_F} = 0,0717$$

$$\frac{F_{R3} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}}{2}}{W_F} = \frac{-8189,11 \text{ N} \cdot (1 - 0) \cdot \frac{493,1 \text{ mm}}{2}}{W_F} = -0,0002$$

$$\Phi_{F3} = \max\{0,1709; 0,0997; 0,0717; -0,0002\} \leq 1,0$$

$$\Phi_{F3} = 0,1709 \leq 1,0$$



Nejvyšší dosažená hodnota stupně využití únosnosti přírub je rovna hodnotě $\Phi_F = 0,1712$ při pevnostní zkoušce. Tato hodnota je stále menší než maximální povolená mez stupně využitelné únosnosti, z čehož vyplývá, že zatížení příruby se pohybuje v povolených mezích.

5.7. Požadavek na omezení nerovnoměrnosti stlačení:

V případech zatěsnění otvorů o větších rozměrech může docházet vlivem větších roztečí svorníků k nerovnoměrnému stlačování těsnění v těsnícím uzlu. Z tohoto důvodu je v normě uveden kontrolní výpočet, zda bude k danému nerovnoměrnému zatížení těsnění docházet, či nikoliv.

$$e_F \geq p_B \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{Gm} \cdot b_{Ge}}{E_F \cdot e_G} \cdot \frac{p_B}{b_F} \cdot \frac{\sqrt{1 - \Phi_{G0}^2}}{10}}$$

Modul pružnosti těsnění vztažený na okamžitý působící tlak na těsnění je podle normy pro nekovová těsnění roven:

$$E_{Gm} = 0,5E_0 \cdot \frac{F_{G0}}{A_{Ge}} = 0,5 \cdot 10263,73 \text{ MPa} \cdot \frac{1858,94 \cdot 10^3 \text{ N}}{21768,88 \text{ mm}^2} = 1538456,3 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} p_B \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{Gm} \cdot b_{Ge}}{E_{F0} \cdot e_G} \cdot \frac{p_B}{b_F} \cdot \frac{\sqrt{1 - \Phi_{G0}^2}}{10}} &= \\ &= 132,54 \text{ mm} \cdot \sqrt[3]{\frac{1538456 \text{ MPa} \cdot 7,5 \text{ mm}}{2,12 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 4,47 \text{ mm}} \cdot \frac{132,54 \text{ mm}}{144,13 \text{ mm}} \cdot \frac{\sqrt{1 - 0,32^2}}{10}} = \\ &= 135,17 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$e_F = 160\text{mm}$$

$$160\text{mm} \geq 135,17\text{mm}$$



Daná podmínka je splněna, proto je zaručeno, že k nerovnoměrnému zatížení těsnění vlivem velké rozteče svorníků, nebude docházet.

5.8. Natočení příruby:

Během dotažení a provozu těsnícího spoje dochází vlivem působení montážních sil k určitému natočení přírub vůči sobě, proto musíme v praxi vždy s určitou mírou natočení počítat. Této části se proto v normě ČSN EN 1591-1+A1 věnuje příloha E. Velikost natočení příruby závisí převážně na velikosti počátečních sil ve svornících působících na sevřený spoj při utahování. Dále je možné, že se jak během utahování, tak během dalších provozních stavů mohou objevit malé plastické deformace, které avšak v tomto konkrétním spojení nehrozí. I přestože výrobce těsnění stanovuje pro těsnění maximální hodnotu natočení příruby, musí se vždy vypočtená hodnota zkontrolovat, aby se zajistilo, že leží pod maximální dovolenou hodnotou.

Vzhledem k tomu, že nové navrhované těsnění bylo navrženo právě pro snížení působících tlaků neboli montážních sil ve spoji, dá se předpokládat, že natočení přírub bude v porovnání s předchozím niklovým těsněním nižší, proto není nutné tento výpočet provádět a je spíše informativní. Zároveň grafitové příložky uchycené na ocelovém hřebenu způsobují částečné zpětné odpružení, které dokáže kompenzovat určité natočení, nebo posuny přírub, což v případě předchozího niklového těsnění nebylo možné.

Z důvodů uvedených výše je patrné, že natočení příruby nebude tak problematické pro udržení požadované třídy netěsnosti, jako u předchozího těsnění, proto bude výpočet natočení příruby pro modifikované těsnění zanedbán.

5.9. Posouzení vhodnosti použití normy ČSN EN 1591-1+A1

Proto, aby mohla tato norma být použita pro výpočet konkrétního těsnění je nutné, aby geometrie těsnění, materiály, zatížení a konkrétní typ mechanického modelu splňovaly předpoklady dané touto normou. Posouzení, zda norma ČSN EN 1591-1+A1 je vhodná na výpočet, by se logicky měla provést před samotným výpočtem těsnění. Posouzení normy bylo v tomto případě zařazeno až za výpočet z důvodu neznalosti potřebných hodnot na začátku výpočtů.

➤ **Geometrie:**

Výpočtová metoda je použitelná v případě, že průřez příruby je tvarově stejný, jako jsou uvažované možnosti v normě. Dále přírubový spoj je dotažen pomocí čtyř nebo více stejných šroubů rovnoměrně rozdělených po obvodě. Uspořádání a tvar průřezu těsnění po zatížení se musí shodovat s možnostmi uvedených v normě a rozměry přírub musí splňovat následující dvě podmínky:

a)

$$0,2 \leq \frac{b_F}{e_F} \leq 5,0$$

Účinná šířka příruby:

$$b_F = 144,13mm$$

Účinná osová tloušťka příruby:

$$e_F = 160mm$$

$$0,2 \leq \frac{144,13mm}{160mm} \leq 5,0$$

$$0,2 \leq 0,90 \leq 5,0$$



b)

$$e_F \geq \max \left\{ e_2; d_{B0}; p_B \cdot \sqrt[3]{0,05 \cdot \frac{p_B}{b_F}} \right\}$$

Účinná osová tloušťka příruby:

$$e_F = 160mm$$

Tloušťka stěny na silném konci krku:

$$e_2 = 0mm$$

Jmenovitý průměr svorníku:

$$d_{B0} = 64mm$$

$$p_B \cdot \sqrt[3]{0,05 \cdot \frac{p_B}{b_F}} = 132,54mm \cdot \sqrt[3]{0,05 \cdot \frac{132,54mm}{144,13mm}} = 47,48mm$$

$$160mm \geq \max\{0; 64mm; 47,48mm\}$$

➤ **Materiál:**

V této normě nejsou omezené pravidla na použité materiály, ani zde nejsou určeny hodnoty jmenovitých, nebo výpočtových napětí

➤ **Zatížení:**

Výpočtová norma platí pro vnitřní, nebo vnější zatížení tlakem tekutiny, pro vnější zatížení způsobené osovou silou, nebo ohybovým momentem a pro rozdílné osově (převážně teplotní) deformace přírub, svorníků a těsnění.

➤ **Mechanický model:**

Vypočítaný těsnicí uzel se ve všech bodech, které jsou stanovené normou pro mechanický model shoduje.

5.10. Výpočet tlaků působících na těsnění při montáži

➤ **Nominální utahovací tlak:**

$$Q_{nom} = \frac{F_{B0av}}{A_{Ge}} = \frac{4876,23 \cdot 10^3 N}{21768,88 mm^2} = 224 MPa$$

➤ **Maximální utahovací tlak:**

$$Q_{max} = \frac{F_{B0max}}{A_{Ge}} = \frac{5729,57 \cdot 10^3 N}{21768,88 mm^2} = 263 MPa$$

5.11. Výpočet tlaků působících na těsnění při ostatních stavech (I=1,2,3)

➤ **Tlak při nominálním stavu (I=1):**

$$Q_1 = \frac{F_{G1}}{A_{Ge}} = \frac{1741,26 \cdot 10^3 N}{21768,88 mm^2} = 79,99 MPa$$

➤ **Tlak při těsnostní zkoušce (I=2):**

$$Q_2 = \frac{F_{G2}}{A_{Ge}} = \frac{1296,41 \cdot 10^3 N}{21768,88 mm^2} = 59,55 MPa$$

➤ **Tlak při pevnostní zkoušce (I=3):**

$$Q_3 = \frac{F_{G3}}{A_{Ge}} = \frac{1111,59 \cdot 10^3 N}{21768,88 mm^2} = 51,06 MPa$$

5.12. Výpočet prodloužení svorníků během montáže

Jakmile je na přírubu KO nainstalováno těsnění a jsou provedeny všechny nezbytné kontroly, přechází se k samotnému utěsnění těsnícího spoje KO. Těsnící spoj je zajištěn pomocí předepjatých svorníků, které jsou utahovány pomocí hydraulického momentového klíče. Předepjetí svorníků je provedeno hydraulickým válcem, který svorníky předepne a matice je pak volně dotažena. Uvolněním svorníku se potom zajistí požadované napětí v těsnícím spoji. Výhodou předepnutí svorníků je, že pak dochází pouze k prostému namáhání tahem na svorníky a nikoli dalších nechtěným namáháním jako je například krut. Předepnutí svorníků se musí provádět pouze v oblasti plastické deformace, aby nemohlo dojít k trvalému poškození svorníků, proto výpočet prodloužení svorníků vychází z Hookova zákona. Vzhledem k tomu, že samotný svorník se skládá z několika částí (závitová část, válcový dříviz. obr. č. 11), je nutno provést výpočet prodloužení pro jednotlivé části svorníku zvlášť a poté celkové prodloužení svorníku bude rovno součtu prodloužení jednotlivých částí. Vstupní hodnoty pro výpočet prodloužení svorníků jsou zatěžovací síla, velikost průřezu, délky jednotlivých částí svorníku a modul pružnosti v tahu. Velikost prodloužení je vypočítána pro tři různé zatěžující síly (nominální, minimální a maximální utahovací sílu). Výsledná velikost prodloužení svorníků pak bude zaokrouhlena na dvě desetinná čísla, neboť větší přesnosti předpětí pomocí měřících přístrojů nejsme schopni dosáhnout.

Hookův zákon:

$$\varepsilon = \frac{F_{B0S}}{A_{Bi} \cdot E_B}$$

F_{B0S} - Zatížení svorníku [N]

A_{Bi} - Uvažovaný průřez svorníku [mm]

E_B - Modul pružnosti v tahu svorníku [MPa]

Poměrné prodloužení:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l_i}{l_0}$$

Δl_i - Prodloužení uvažované části [mm]

l_0 - Původní délka uvažované části svorníku [mm]

Pak prodloužení uvažované části svorníku lze odvodit z rovnic Hookova zákona a poměrného prodloužení do tvaru:

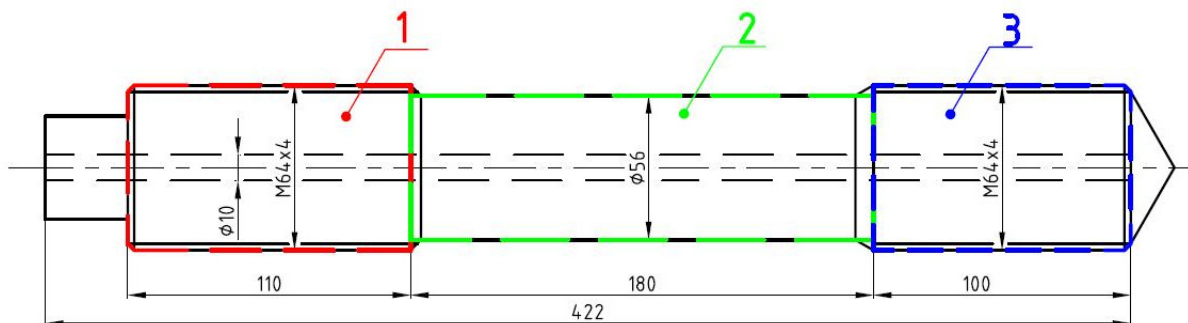
$$\frac{\Delta l_i}{l_0} = \frac{F_{B0S}}{A_{Bi} \cdot E_B}$$

$$\Delta l_i = \frac{F_{B0S}}{A_{Bi} \cdot E_B} \cdot l_0$$

Celkové prodloužení svorníku:

$$\Delta l = \sum_{i=1}^4 \Delta l_i$$

Plocha průřezu jednotlivých částí svorníku:



(Obr.11: Schéma jednotlivých částí svorníku)

Část 1,3 – Závitová část M64x4

Střední průměr vnější závitové části: $D_I = 61,402\text{mm}$

Vnitřní průměr části: $d = 10\text{mm}$

$$A_{BI,III} = \pi \cdot \frac{D_I^2 - d^2}{4} = \pi \cdot \frac{(61,402\text{mm})^2 - (10\text{mm})^2}{4} = 2882,57\text{mm}^2$$

Část 2 – Část válcového dřívku

Vnější průměr části: $D_{II} = 56\text{mm}$

Vnitřní průměr části: $d = 10\text{mm}$

$$A_{BII} = \pi \cdot \frac{D_{II}^2 - d^2}{4} = \pi \cdot \frac{(56\text{mm})^2 - (10\text{mm})^2}{4} = 2384,47\text{mm}^2$$

Délky účinku jednotlivých zatížení na části svorníku:**Část 1 – Závítová část M64x4**

Délka (šířka) matice:

$$l_m = 80mm$$

Délka zatížené části svorníku:

$$l_{IA} = 13,5mm$$

$$l_I = \frac{l_m}{2} + l_{IA} = \frac{80mm}{2} + 13,5mm = 53,5mm$$

Část 2 – Část válcového dřívku

Délka válcového dřívku:

$$l_{II} = 180mm$$

Část 3 – Závítová část M64x4

Délka zatížené části svorníku:

$$l_{IIIA} = 100mm$$

$$l_{III} = \frac{l_{IIIA}}{2} = \frac{100mm}{2} = 50mm$$

Velikost utahovací síly na jeden svorník:

Nominální utahovací síla:

$$F_{BOavS} = \frac{F_{BOav}}{n_B} = \frac{4876,23 \cdot 10^3 N}{16} = 304,76 \cdot 10^3 N$$

Maximální utahovací síla:

$$F_{BOmaxS} = \frac{F_{BOmax}}{n_B} = \frac{5729,57 \cdot 10^3 N}{16} = 358,10 \cdot 10^3 N$$

Minimální utahovací síla:

$$F_{BOminS} = \frac{F_{BOmin}}{n_B} = \frac{4449,56 \cdot 10^3 N}{16} = 278,10 \cdot 10^3 N$$

Celkové prodloužení svorníku při utahování nominální silou:

Prodloužení části 1 - Závítová část M64x4:

$$\Delta l_{Iav} = \frac{F_{BOavS}}{A_{BI} \cdot E_{B0}} \cdot l_I = \frac{304,76 \cdot 10^3 N}{2882,57mm^2 \cdot 206000MPa} \cdot 53,5mm = 0,02746mm$$

Prodloužení části 2 - válcový dřík:

$$\Delta l_{IIav} = \frac{F_{B0avS}}{A_{BII} \cdot E_{B0}} \cdot l_{II} = \frac{304,76 \cdot 10^3 N}{2384,47 mm^2 \cdot 206000 MPa} \cdot 180 mm = 0,11168 mm$$

Prodloužení části 3 - Závítová část M64x4:

$$\Delta l_{IIIav} = \frac{F_{B0avS}}{A_{BIII} \cdot E_{B0}} \cdot l_{III} = \frac{304,76 \cdot 10^3 N}{2882,57 mm^2 \cdot 206000 MPa} \cdot 50 mm = 0,02566 mm$$

Celkové prodloužení svorníku při utahování nominální silou:

$$\Delta l_{av} = \sum_{i=1}^3 \Delta l_{iav} = \Delta l_{Iav} + \Delta l_{IIav} + \Delta l_{IIIav}$$

$$\Delta l_{av} = (0,02746 + 0,11168 + 0,02566) mm = 0,16480 mm \approx 0,17 mm$$

Jak již bylo uvedeno výše, setina milimetru je nejvyšší rozlišovací schopnost měřících přístrojů pro velikost předpětí, proto je možnost zvolit předepnutí svorníků buď o 0,16 mm nebo o 0,17 mm. Pro zvýšení bezpečnosti spoje je zvolena vyšší hodnota předepnutí svorníků, tedy o 0,17 mm.

Celkové prodloužení svorníku při utahování maximální silou:

Prodloužení části 1 - Závítová část M64x4:

$$\Delta l_{I\max} = \frac{F_{B0\max S}}{A_{BI} \cdot E_{B0}} \cdot l_I = \frac{358,10 \cdot 10^3 N}{2882,57 mm^2 \cdot 206000 MPa} \cdot 53,5 mm = 0,03226 mm$$

Prodloužení části 2 - válcový dřík:

$$\Delta l_{II\max} = \frac{F_{B0\max S}}{A_{BII} \cdot E_{B0}} \cdot l_{II} = \frac{358,10 \cdot 10^3 N}{2384,47 mm^2 \cdot 206000 MPa} \cdot 180 mm = 0,13122 mm$$

Prodloužení části 3 - Závítová část M64x4:

$$\Delta l_{III\max} = \frac{F_{B0\max S}}{A_{BIII} \cdot E_{B0}} \cdot l_{III} = \frac{358,10 \cdot 10^3 N}{2882,57 mm^2 \cdot 206000 MPa} \cdot 50 mm = 0,03015 mm$$

Celkové prodloužení svorníku při utahování maximální silou:

$$\Delta l_{max} = \sum_{i=1}^3 \Delta l_{imax} = \Delta l_{I_{max}} + \Delta l_{II_{max}} + \Delta l_{III_{max}}$$

$$\Delta l_{max} = (0,03226 + 0,13122 + 0,03015)mm = 0,19364mm \approx 0,19mm$$

Pro zaručení nepřekročení maximální hodnoty prodloužení svorníků, je zaokrouhlena hodnota předepnutí směrem dolů, tedy na hodnotu 0,19mm.

Celkové prodloužení svorníku při utahování minimální silou:

Prodloužení části 1 - Závítová část M64x4:

$$\Delta l_{Imin} = \frac{F_{B0mins}}{A_{BI} \cdot E_{B0}} \cdot l_I = \frac{278,10 \cdot 10^3 N}{2882,57 mm^2 \cdot 206000 MPa} \cdot 53,5 mm = 0,02506 mm$$

Prodloužení části 2 - válcový dřík:

$$\Delta l_{IImin} = \frac{F_{B0mins}}{A_{BII} \cdot E_{B0}} \cdot l_{II} = \frac{278,10 \cdot 10^3 N}{2384,47 mm^2 \cdot 206000 MPa} \cdot 180 mm = 0,10191 mm$$

Prodloužení části 3 - Závítová část M64x4:

$$\Delta l_{IIImin} = \frac{F_{B0mins}}{A_{BIII} \cdot E_{B0}} \cdot l_{III} = \frac{278,10 \cdot 10^3 N}{2882,57 mm^2 \cdot 206000 MPa} \cdot 50 mm = 0,02342 mm$$

Celkové prodloužení svorníku při utahování minimální silou:

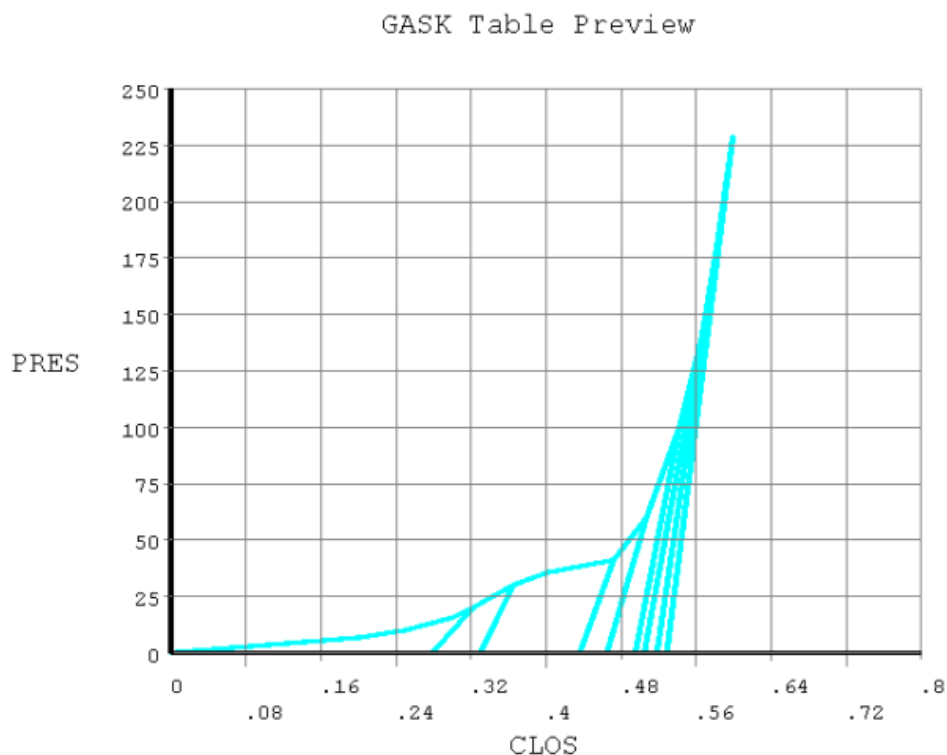
$$\Delta l_{min} = \sum_{i=1}^3 \Delta l_{imin} = \Delta l_{Imin} + \Delta l_{IImin} + \Delta l_{IIImin}$$

$$\Delta l_{min} = (0,02506 + 0,10191 + 0,02342)mm = 0,15038mm \approx 0,15mm$$

6. Analýza spoje pomocí programu ANSYS

Za účelem porovnání výsledků výpočtu spoje víka KO a posouzení napjatosti spoje s novým těsněním byl vytvořen na Energetickém ústavu vedoucím diplomové práce model pro následnou analýzu pomocí MKP v systému ANSYS 11. Cílem výpočtu bylo získat hodnoty tlaku v těsnění a napjatost spoje pro vybrané zátěžné stavy.

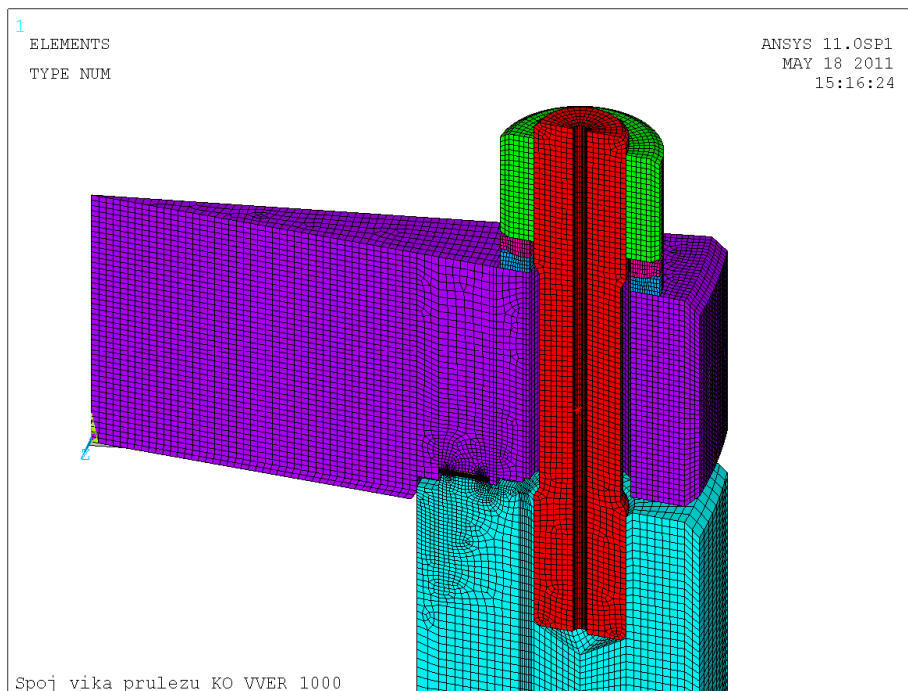
Díky cyklické symetrii byla modelována pouze 1/16 celku, která zahrnuje pouze jeden svorník s odpovídající částí příruby, víka a nového těsnění s expandovaným grafitem. Pro simulaci chování navrhovaného nového těsnění v podmínkách zatěžování bylo využito konečných prvků INTER195, které jsou určeny právě k tomuto účelu; respektují silně nelineární charakteristiku těsnění při zatěžování, odlehčování a změnách zatěžování při provozu. Pomocí těchto elementů byla modelována vrstva expandovaného grafitu na obou stranách ocelového kroužku těsnění. Charakteristika těsnění, tj. závislost tlaku na deformaci byla zadána do ANSYSu ze získaných firemních materiálů firmy MICO. Průběh je vidět v grafu č.4.



(Graf č.4: Zatěžovací křivky těsnění s odlehčováním – závislost tlaku ($PRES$, MPa) na stlačení těsnění ($CLOS$, mm))

V první části, před samotnou analýzou, bylo nutné vymodelovat cyklicky symetrickou část spoje, která se skládá z příruby tělesa KO, víka, svorníku, matice, podložek a dvojitého hřebenového těsnění. Model sítě MKP byl vytvořen s využitím přibližně 170 000 prvků typu SOLID45 (Obr.12: Sít' konečných prvků 1/16 modelu spoje průlezu KO). Styčné plochy svorníku, matice a podložek byly pokryty kontaktními páry elementů typu TARGE170 a CONTA173.

Předpětí ve svorníku zadanou silou pro montážní stav bylo vyvozeno pomocí speciálních prvků PRETS179. V následných zátěžných krocích se provozní zatížení svorníku může měnit a svorník se může volně deformovat podle aktuálního zatížení.



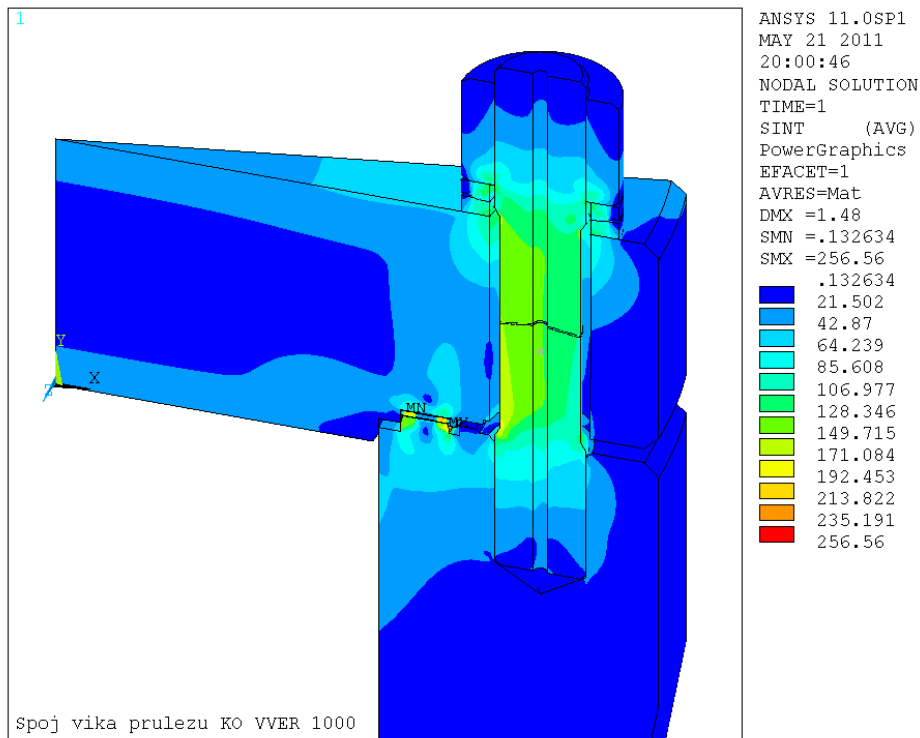
(Obr.12: Síť konečných prvků 1/16 modelu spoje průlezu KO. Zobrazena je pouze polovina z 1/16.)

Po definování okrajových podmínek se již mohlo přejít k samotné analýze deformací a napjatosti spoje. Výpočet byl proveden pro tři různé provozní stavy s přetlakem pracovního média uvnitř KO, včetně dvou stavů odlehčení (bez přetlaku) pro zjištění zpětného odpružení hřebenového těsnění, resp. zpětného odpružení grafitové vrstvy. Jednotlivé zátěžné stavy jsou v ANSYSu rozlišeny proměnnou TIME a jejich přehled je patrný z tabulky č. 3 níže. Příspěvek zatížení od teploty nebyl v tomto případě uvažován.

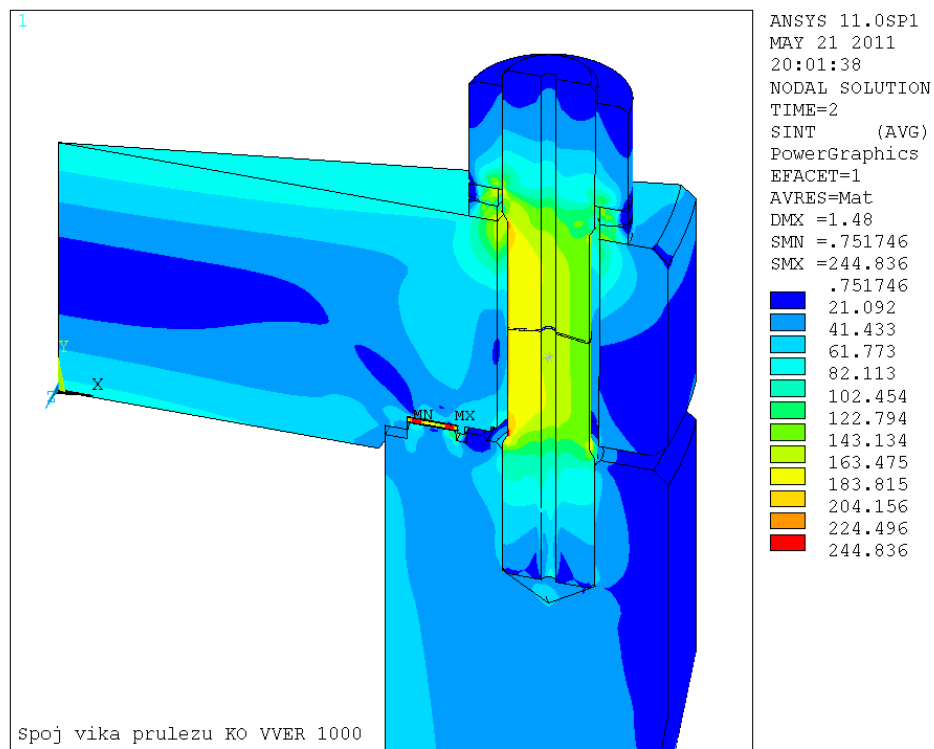
TIME	Zatěžovací stavy I		Přetlak p v KO [MPa]	Předpětí svorníků [N]
1	I = 0	montážní stav	0	304 760
2	I = 2	těsnostní zkouška	17,6	LOCK
3		odlehčení	0	LOCK
4	I = 1	nominální stav	15,5	LOCK
5		odlehčení	0	LOCK

(Tabulka č.3: Přehled zátěžných stavů spoje, analyzovaných v programu ANSYS)

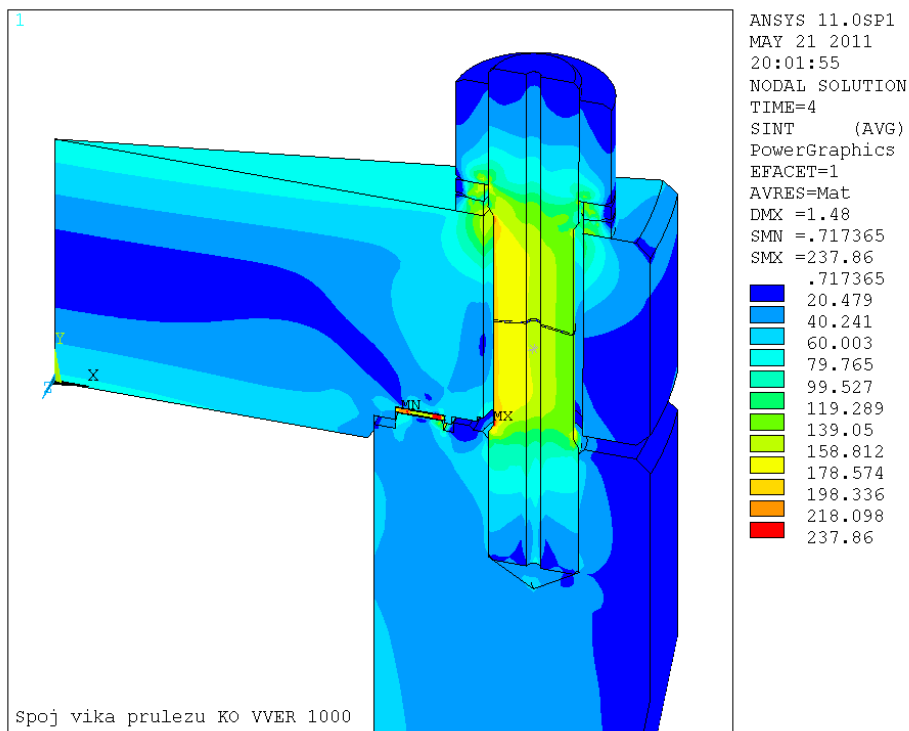
Vzhledem k tomu, že průběh a velikost hodnot redukovaných napětí, jsou v případech odlehčení téměř stejné jako v montážním stavu, nebudou obrázky průběhů odlehčení v práci uvedeny. Uvedeny budou tedy pouze průběhy zatížení pro montážní stav, těsnostní zkoušku a nominální provoz, a to v celém řezu těsnícího spoje, v detailu těsnění - příruba a v detailu těsněnicích grafitových příložek.

6.1. Průběh redukovaného napětí v celém řezu těsnícího spoje:**1. Montážní stav: ($P = 0 \text{ MPa}$)**

(Obr.13: Průběh napětí v celém řezu těsnícího spoje při montáži)

2. Těsnostní zkouška: ($P = 17,6 \text{ MPa}$)

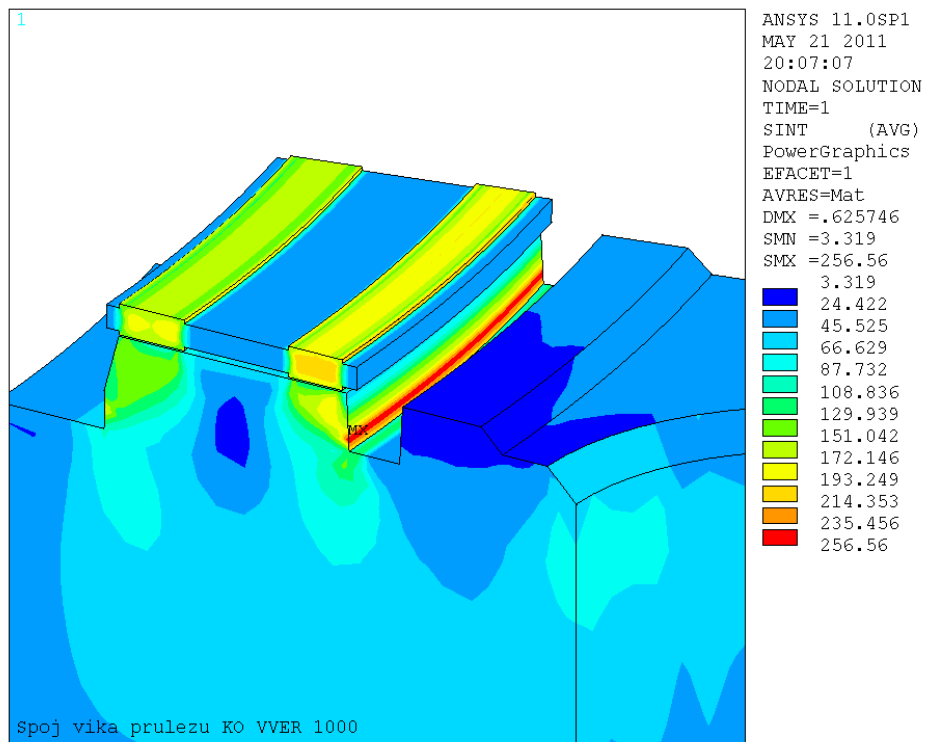
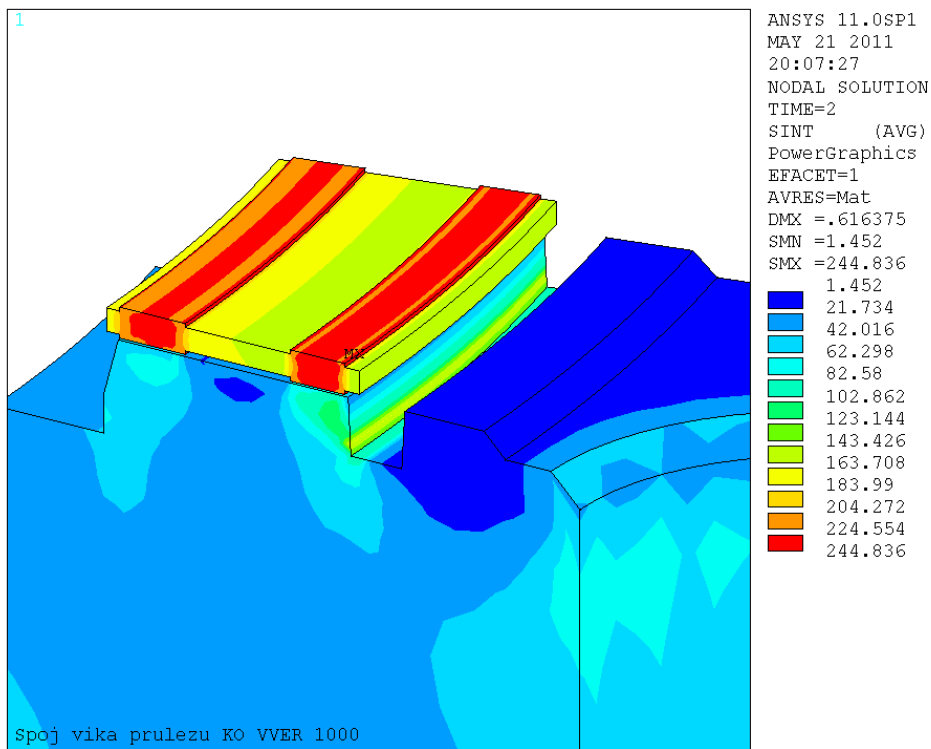
(Obr.14: Průběh napětí v celém řezu těsnícího spoje při těsnostní zkoušce)

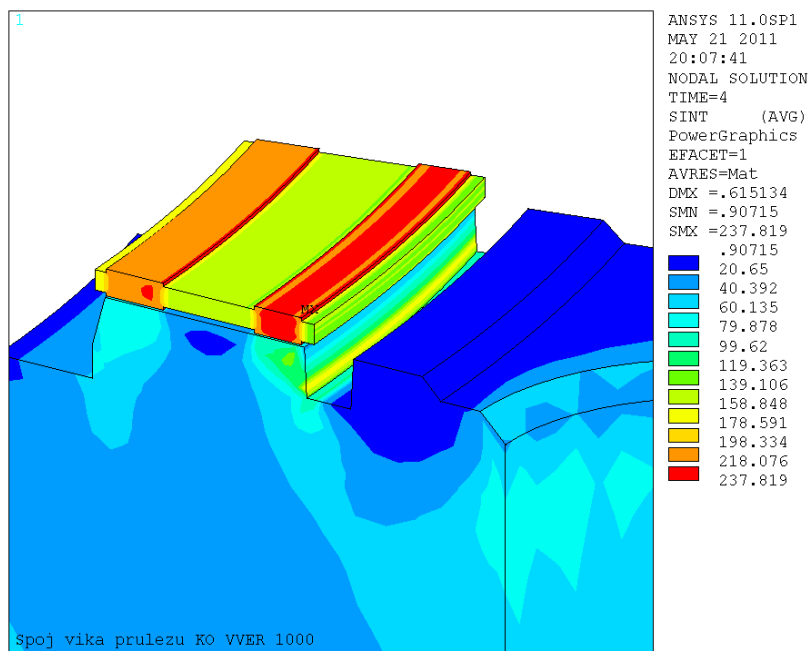
3. Nominální provoz: ($P = 15,5 \text{ MPa}$)

(Obr.15: Průběh napětí v celém řezu těsnícího spoje při nominálním provozu)

Hodnoty redukováných napětí jsou vypočteny podle hypotézy max. smykových napětí. Tato hypotéza může dávat o něco vyšší hodnoty napětí, než běžně užívaná hypotéza HMM. Proto se jí užívá pro hodnocení napjatosti komponent jaderných energetických zařízení, jak je stanoveno např. v Normativně technické dokumentaci Asociace strojních inženýrů, Sekce III.

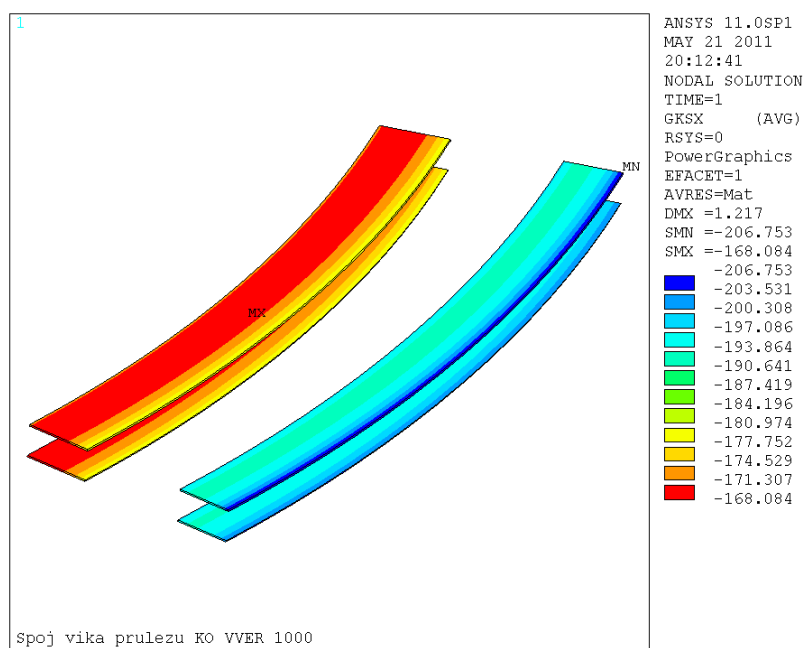
Z obrázků průběhu zatížení celého sevřeného spojení v jednotlivých stavech je zřejmé, že největšímu zatížení podléhá samotné těsnění společně s místy změny průměru na přechodu dřívku a závitové části svorníku. Nevyšších hodnot zatížení se pak dosahuje během montážního stavu. Nepatrně nižších hodnot zatížení na těsnění se zde dosahuje při nominálním stavu a také při těsnostní zkoušce, avšak dochází zde ke koncentraci namáhání na přechodech průměrů u dřívkové části vlivem vrubového účinku. Z průběhu napětí je také patrné namáhání svorníku ohybem, který je způsoben deformací víka.

6.2. Průběh redukovaného napětí v detailu těsnění-příruba:**1. Montážní stav: ($P = 0\text{ MPa}$)***(Obr.16: Průběh napětí v detailu těsnění-příruba při montážním stavu)***2. Těsnostní zkouška: ($P = 17,6\text{ MPa}$)***(Obr.17: Průběh napětí v detailu těsnění-příruba při těsnostní zkoušce)*

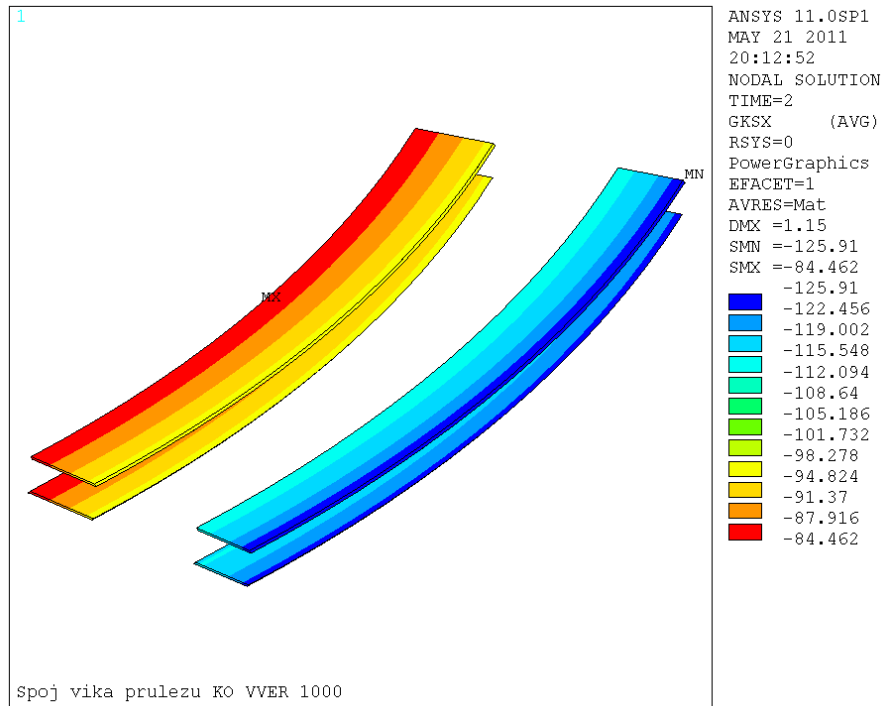
3. Nominální provoz: ($P = 15,5 \text{ MPa}$)

(Obr.18: Průběh napětí v detailu těsnění-přírubu při nominálním provozu)

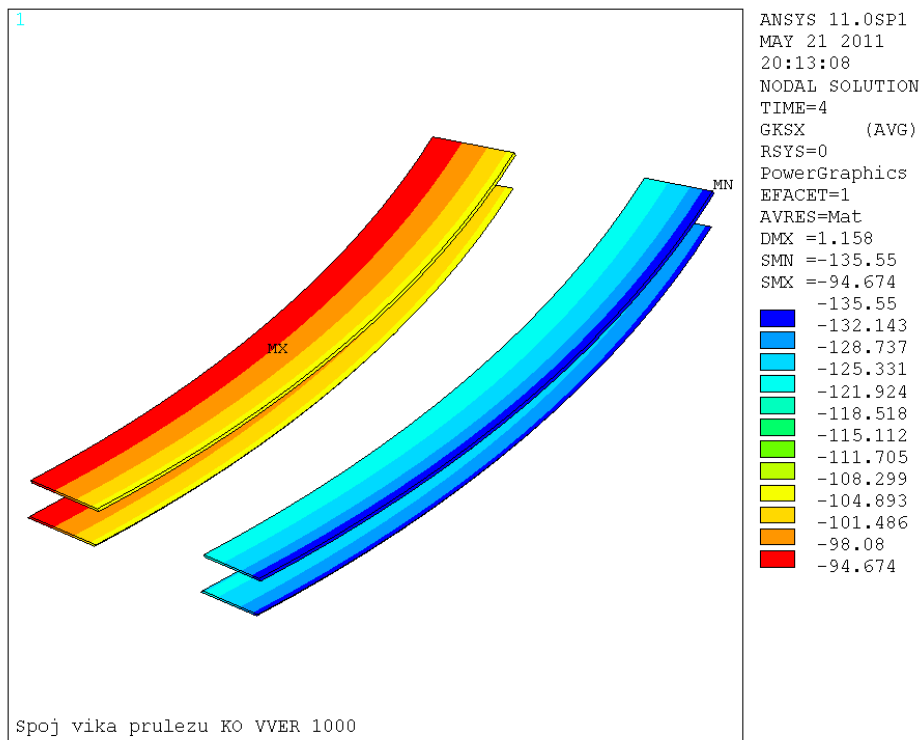
Vypořováním z analýzy namáhání mezi těsněním a přírubou je patrné, že k největšímu namáhání v případě montážního stavu dochází v drážce pro původní sekundární těsnění. Při těsnostní zkoušce a nominálním stavu, pak dochází k největšímu zatížení sekundárního hřebene společně s grafitovými příložkami.

6.3. Průběh tlaku v grafitových příložkách:1. Montážní stav: ($P = 0 \text{ MPa}$)

(Obr.19: Průběh tlaku v grafitových příložkách při montážním stavu)

2. Těsnostní zkouška: ($P = 17,6\text{MPa}$)

(Obr.20: Průběh tlaku v grafitových příložkách při těsnostní zkoušce)

3. Nominální provoz: ($P = 15,5\text{MPa}$)

(Obr.21: Průběh tlaku v grafitových příložkách při nominálním provozu)

Tlaková napětí mají podle konvence systému ANSYS zápornou hodnotu, proto je v legendě obrázků nejvyšší hodnota tlaku v těsnění vykreslena se záporným znaménkem a jako číselně nejnižší hodnotě je proto přiřazena barva modrá. Jak je patrné z obrázků uvedených výše v této sekci kapitoly, napětí na grafitových příložkách roste po poloměru směrem od středu. Tedy nejnižší napětí je na vnitřní straně primárního těsnění a nejvyšší napětí je na vnější straně sekundárního těsnění a to za všech zatěžovacích stavů. Tento jev je způsoben, stejně jako v předchozí sekci (*Průběh napětí v detailu těsnění-příruba*) vnitřním přetlakem tekutiny uvnitř nádoby, které způsobuje ohybový moment na příruby a tedy i natočení styčných ploch pro těsnění vůči sobě při zatěžování. V praxi se rovnoměrného rozložení tlaku v těsnění dosáhne nižší tloušťkou grafitu na sekundárním těsnění (0,75 mm) oproti těsnění primárnímu (0,8 mm).

6.4. Srovnání výsledků:

Porovnáním výsledků dosažených výpočtem těsnění podle normy ČSN EN 1591-1+A1 a výpočtem pomocí MKP v systému ANSYS bylo zjištěno.

V případě zatížení během montážního stavu v systému ANSYS, jsou hodnoty výsledků velice blízké hodnotám získaných z výpočtů pomocí normy. Jako nejvíce exponovanou částí z hlediska zatížení se ukázalo být samotné těsnění společně s místy změny průměru na přechodu dířku a závitové části svorníku. Pomocí detailu zatížení těsnění-příruba (kapitola 6.2) lze zjistit, že maximální hodnoty namáhání v montážním stavu bylo dosaženo v drážce pro původní sekundární těsnění a to o velikosti 256,6MPa. Vysoké zatížení této drážky je způsobeno deformací víka a také vrubovým účinkem drážky. V praxi je dosaženo vyrovnání tlaku ztenčením tloušťky grafitových příložek přibližně o 0,05mm na sekundární straně, které bylo ve výpočtu pomocí ANSYSu zanedbáno a těsnění bylo uvažováno s konstantní tloušťkou pro primární i sekundární těsnící plochu. Ze stejného důvodu je také nejvyšší hodnota namáhání v detailu napětí na grafitových příložkách právě na konci sekundárního těsnění.

V případě namáhání těsnícího spoje v nominálním stavu a při pevnostní zkoušce, již hodnoty tlaků v těsnění z analýzy pomocí systému ANSYS přesahují velikosti hodnot zjištěných výpočtem pomocí normy. Velikosti zatížení zde vychází velmi blízké velikosti zatížení při montáži, avšak podle normy je hodnota zatížení z ANSYSu při nominálním provozu přibližně 1,4x nižší a v těsnostní zkoušce 1,7x nižší. Tento nárůst oproti výsledkům z normy je pravděpodobně způsoben tím, že výpočet provedený v ANSYSu respektuje změnu tuhosti těsnění při jeho stlačování, zatímco ruční výpočet podle normy vychází z konstantní hodnoty modulu pružnosti, ať je stlačení jakékoliv. Kromě samotného namáhání na ohyb byly jednotlivé provozní stavy v ANSYSu uvažovány za stejné teploty, bez ohledu na velikost teploty chladiwa v daném provozním stavu, a tedy jsou také zanedbány průběhy teplot a teplotní dilatace materiálu jednotlivých částí těsnícího spoje. Podle zkušeností konzultanta firmy MICO, způsobí zatížení od provozní teploty zpravidla „přitažení“ spoje, tj. o něco vyšší tlak v těsnění. Jak velký je tento příspěvek, nebylo další analýzou pomocí MKP nijak posuzováno.

7. Výpočet původního těsnícího spoje

Výpočet původního těsnícího spoje skládající se z niklového kroužku jako primární těsnění a grafitové šňůry jako sekundární těsnění, bude opět proveden podle normy ČSN EN 1591 *Příruby a přírubové spoje – Pravidla pro navrhování těsněných kruhových přírubových spojů*.

Jelikož příruba tělesa KO, příruba víka a typy svorníků jsou neměnné, není nutné provádět všechny jednotlivé výpočty znovu. Proto výpočty přírub a svorníků, které jsou hodnotově stejné jako v předchozí kapitole u modifikovaného těsnění, nebudou znovu uváděny. Budou uvedeny pouze výpočty, u kterých došlo ke změně velikosti a označení těchto hodnot bude odlišeno pomocí značky horního indexu (""), aby bylo evidentní, že se daná hodnota vztahuje k původnímu těsnění. Také jednotlivé zatěžovací stavy a jejich velikost je neměnná.

7.1. Vstupní hodnoty těsnění:

Vnitřní průměr stykové plochy primárního těsnění: $d_{G1}'' = 450\text{mm}$

Vnější průměr stykové plochy primárního těsnění: $d_{G2}'' = 480\text{mm}$

Vnitřní průměr stykové plochy sekundárního těsnění: $d_{G3}'' = 548\text{mm}$

Vnější průměr stykové plochy sekundárního těsnění: $d_{G4}'' = 558\text{mm}$

Tloušťka těsnění: $e_G'' = 4\text{mm}$

Modul pružnosti těsnění Niklu je v jednotlivých stavech roven ^[18]:

$$E_{G0}'' = 218000\text{MPa} \text{ při } t = 20^\circ\text{C}$$

$$E_{G1}'' = 198000\text{MPa} \text{ při } t = 350^\circ\text{C}$$

$$E_{G2}'' = E_{G3}'' = 213000\text{MPa} \text{ při } t = 120^\circ\text{C}$$

Předpokládané napětí na těsnění: $Q_A'' = 330\text{MPa}$

Minimální dovolené tlakové napětí v těsnění ^[11]: $Q_{min}'' = 220\text{MPa}$

Minimální dovolené tlakové napětí v těsnění po odlehčení z Q_A ^[11]: $Q_{smin(L)}'' = 160\text{MPa}$

Maximální dovolené tlakové napětí v těsnění ^[11]: $Q_{max}'' = 420\text{MPa}$

Součinitel teplotní roztažnosti těsnění ^[18]:

$$\alpha_{G1}'' = \alpha_{G2}'' = \alpha_{G3}'' = 14,5 \cdot 10^{-6} K^{-1}$$

7.2. Výpočtové parametry

➤ Účinné rozměry těsnění:

Účinná šířka primárního těsnění:

$$b_{Gel}'' = b_{Gtl}'' = \frac{d_{G2} - d_{G1}}{2} = \frac{480mm - 450mm}{2} = 15mm$$

Účinný průměr primárního těsnění:

$$d_{Gel}'' = d_{Gtl}'' = \frac{d_{G2} + d_{G1}}{2} = \frac{480mm + 450mm}{2} = 465mm$$

Účinný těsnicí plocha primárního těsnění:

$$A_{Gel}'' = A_{Gtl}'' = \pi \cdot d_{Gtl}'' \cdot b_{Gtl}'' = \pi \cdot 465mm \cdot 15mm = 18425,44mm^2$$

Účinná šířka sekundárního těsnění:

$$b_{Gel}'' = b_{Gtl}'' = \frac{d_{G4}'' - d_{G3}''}{2} = \frac{558mm - 548mm}{2} = 5mm$$

Účinný průměr sekundárního těsnění:

$$d_{Gel}'' = d_{Gtl}'' = \frac{d_{G4}'' + d_{G3}''}{2} = \frac{558mm - 548mm}{2} = 555mm$$

Účinná těsnicí plocha sekundárního těsnění:

$$A_{Gel}'' = A_{Gtl}'' = \pi \cdot d_{Gtl}'' \cdot b_{Gtl}'' = \pi \cdot 555mm \cdot 5mm = 3487,17mm^2$$

Celková účinná těsnicí plocha těsnění:

$$A_{Ge}'' = A_{Gel}'' + A_{Gel}'' = 18425,44mm^2 + 3487,17mm^2 = 21\,912,61mm^2$$

Dále bude ve výpočtu za veličiny b_{Gt}'', b_{Ge}'' a d_{Gt}'', d_{Ge}'' uvažovány rozměry primárního těsnění.

➤ **Ramena momentů:**

$$h_p'' = \frac{\frac{(d_{Ge}'' - d_E)^2 \cdot (2 \cdot d_{Ge}'' + d_E)}{6} + 2 \cdot e_p^2 \cdot d_F}{d_{Ge}''^2}$$

Pro zaslepovací přírubu: $e_p = 0$; $d_E = d_0$

$$h_p'' = \frac{\frac{(465mm - 450mm)^2 \cdot (2 \cdot 465mm + 450mm)}{6} + 2 \cdot 0 \cdot 645mm}{(465mm)^2}$$

$$h_p'' = 0,239mm$$

$$\widetilde{h}_p'' = h_p'' = 0,239mm$$

$$h_G'' = \frac{d_{3e} - d_{Ge}''}{2} = \frac{669,727mm - 465mm}{2} = 102,363mm$$

$$\widetilde{h}_G'' = h_G'' = 102,363mm$$

$$\widetilde{h}_H = h_H = 109,8633mm$$

$$\widetilde{h}_L = h_L = 0mm$$

➤ **Elastické parametry příruby:**

Zaslepovací příruba:

Poměr průměrů: ($d_E = d_0$)

$$\rho = \frac{d_9}{d_E} = \frac{0mm}{450mm} = 0$$

Opravy ramen momentů:

$$h_Q'' = \frac{d_E}{8} \cdot (1 - \rho^2) \cdot \frac{0,7 + 3,3 \cdot \rho^2}{0,7 + 1,3 \cdot \rho^2} \cdot \left(\frac{d_E}{d_{Ge}''}\right)^2 = \frac{450mm}{8} \cdot (1 - 0^2) \cdot \frac{0,7 + 3,3 \cdot 0^2}{0,7 + 1,3 \cdot 0^2} \cdot \left(\frac{450mm}{465mm}\right)^2$$

$$h_Q'' = \widetilde{h}_Q'' = 52,680mm$$

$$h_R = \widetilde{h}_R = 112,5mm$$

Točivý modul pružnosti příruby:

$$Z_F = \widetilde{Z}_F = 1,5993 \cdot 10^{-7} mm^{-3}$$

Točivý modul pružnosti točivé příruby:

$$Z_L = \widetilde{Z}_L = 0 \text{ mm}^{-3}$$

7.2.1. Parametry těsnění

Výpočet velikosti počáteční těsnící síly F_{G0}'' se provede na základě velikosti požadovaných tlaků na těsnění při montáži.

$$Q_{poč}'' = Q_A'' = 330 \text{ MPa}$$

$$F_{G0}'' = A_{Ge}'' \cdot Q_A'' = 21\,912,61 \text{ mm}^2 \cdot 330 \text{ MPa} = 7231,16 \text{ kN}$$

Rameno:

$$h_{G0}'' = \frac{d_{3e} - d_{Ge}''}{2} = \frac{669,727 \text{ mm} - 465 \text{ mm}}{2} = 102,363 \text{ mm}$$

Osový modul pružnosti pro těsnění:

$$X_G'' = \frac{e_G''}{A_{Gt}''} \cdot \frac{b_{Gt}'' + \frac{e_G''}{2}}{b_{Ge}'' + \frac{e_G''}{2}} = \frac{4 \text{ mm}}{21912,61 \text{ mm}^2} \cdot \frac{15 \text{ mm} + \frac{4 \text{ mm}}{2}}{15 \text{ mm} + \frac{4 \text{ mm}}{2}} = 1,8254 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^{-1}$$

7.3. Vnitřní síly ve spoji

7.3.1. Zatížení:

➤ **Montážní stav ($l=0$):** $P_0 = 0 \text{ MPa}$; $T_0 = 20^\circ \text{C}$

Osová síla vyvolaná přetlakem tekutiny

$$F_{Q0}'' = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Ge}^2 \cdot P_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (465 \text{ mm})^2 \cdot 0 \text{ MPa} = 0 \text{ N}$$

Vnější přidavná zatížení:

$$F_{A0} = F_{GV} = -8189,084 \text{ N}$$

Vnější přidavný moment

$$M_{A0} = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{R0} = F_{A0} \pm \frac{4}{d_{3e}} \cdot M_{A0} = -8189,084N - \frac{4}{669,727mm} \cdot 0 N \cdot mm = -8189,084N$$

Teplotní zatížení:

Diferenciální osově teplotní prodloužení

$$\Delta U_0'' = 0 mm$$

➤ Následné stavy (I=1,2,3):**Pro I=1 (nominální provoz)** $P_1 = 15,5MPa$; $T_1 = 350^\circ C$ *Osová síla vyvolaná přetlakem tekutiny*

$$F_{Q1}'' = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Ge}^2 \cdot P_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (465mm)^2 \cdot 15,5MPa = 2632252,13N \cong 2632,25kN$$

Vnější přidavná zatížení:

Vnější osová tlaková síla:

$$F_{A1} = F_{GV} = -8189,084N$$

Vnější přidavný moment

$$M_{A1} = 0 N \cdot mm$$

$$F_{R1} = F_{A1} \pm \frac{4}{d_{3e}} \cdot M_{A1} = -8189,084N$$

*Teplotní zatížení:*Tloušťka listu příruby na průměru d_{Ge}'' : $e_{Ft}'' = (173,5 + 25)mm = 198,5mm$ Tloušťka listu druhé příruby: $\widetilde{e_{Ft}}'' = 0mm$ Tloušťka f_0 těsnění: $e_G'' = 4mm$ Tloušťka sevřeného spojení: $e_B'' = e_{Ft}'' + \widetilde{e_{Ft}}'' + e_G'' = 198,5mm + 0mm + 4mm = 202,5mm$ Teplota spoje při montáži: $T_0 = 20^\circ C$ Střední teplota přírub: $T_{F1} = \widetilde{T_{F1}} = 350^\circ C$ Střední teplota těsnění: $T_{G1} = 350^\circ C$ Střední teplota sevřeného spojení: $T_{B1} = (350 - 25)^\circ C = 325^\circ C$

Diferenciální osově teplotní prodloužení

$$\Delta U_1'' = e_B'' \cdot \alpha_{BI} \cdot (T_{BI} - T_0) - e_{Ft}'' \cdot \alpha_{FI} \cdot (T_{FI} - T_0) - e_G'' \cdot \alpha_{GI} \cdot (T_{GI} - T_0) - \widetilde{e_{Ft}}'' \cdot \widetilde{\alpha_{FI}} \cdot (\widetilde{T_{FI}} - T_0)$$

$$\begin{aligned} \Delta U_1'' &= 202,5 \text{ mm} \cdot 12,9 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \cdot (325^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) - 198,5 \text{ mm} \cdot 13,6 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \cdot \\ &\cdot (350^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) - 4 \text{ mm} \cdot 14,5 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \cdot (350^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) - 0 \text{ mm} \cdot 13,6 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \cdot \\ &\cdot (350^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) \end{aligned}$$

$$\Delta U_1'' = -0,1133 \text{ mm}$$

Pro I=2 (těsnostní zkouška) $P_2 = 17,6 \text{ MPa}$; $T_2 = 120^\circ\text{C}$

Osová síla vyvolaná přetlakem tekutiny

$$F_{Q2}'' = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Ge}^2 \cdot P_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (465 \text{ mm})^2 \cdot 17,6 \text{ MPa} = 2988879,8 \text{ N} \cong 2988,88 \text{ kN}$$

Vnější přidavná zatížení:

Vnější osová tlaková síla:

$$F_{A2} = F_{GV} = -8189,084 \text{ N}$$

Vnější přidavný moment

$$M_{A2} = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{R2} = F_{A2} \pm \frac{4}{d_{3e}} \cdot M_{A2} = -8189,084 \text{ N}$$

Teplotní zatížení:

Střední teplota přírub: $T_{F2} = \widetilde{T_{F2}} = 120^\circ\text{C}$

Střední teplota těsnění: $T_{G2} = 120^\circ\text{C}$

Střední teplota sevřeného spojení: $T_{B2} = (120 - 25)^\circ\text{C} = 95^\circ\text{C}$

Diferenciální osově teplotní prodloužení

$$\Delta U_2'' = e_B'' \cdot \alpha_{B2} \cdot (T_{B2} - T_0) - e_{Ft}'' \cdot \alpha_{F2} \cdot (T_{F2} - T_0) - e_G'' \cdot \alpha_{G2} \cdot (T_{G2} - T_0) - \widetilde{e_{Ft}}'' \cdot \widetilde{\alpha_{F2}} \cdot (\widetilde{T_{F2}} - T_0)$$

$$\begin{aligned}\Delta U_2'' &= 202,5\text{mm} \cdot 11,3 \cdot 10^{-6} \text{K}^{-1} \cdot (95^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) - 198,5\text{mm} \cdot 11,6 \cdot 10^{-6} \text{K}^{-1} \cdot \\ &\cdot (120^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) - 4\text{mm} \cdot 14,5 \cdot 10^{-6} \text{K}^{-1} \cdot (120^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) - 0\text{mm} \cdot 11,6 \cdot 10^{-6} \text{K}^{-1} \cdot \\ &\cdot (120^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C})\end{aligned}$$

$$\Delta U_2'' = -0,0644\text{mm}$$

Pro I=3 (pevnostní zkouška) $P_3 = 19,6\text{MPa}$; $T_3 = 120^\circ\text{C}$

Osová síla vyvolaná přetlakem tekutiny

$$F_{Q3}'' = \frac{\pi}{4} \cdot d_{ge}^2 \cdot P_3 = \frac{\pi}{4} \cdot (465\text{mm})^2 \cdot 19,6\text{MPa} = 3328525,3\text{N} \cong 3328,53\text{kN}$$

Vnější přidavná zatížení:

Vnější osová tlaková síla:

$$F_{A3} = F_{GV} = -8189,084\text{N}$$

Vnější přidavný moment

$$M_{A3} = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{R3} = F_{A3} \pm \frac{4}{d_{3e}} \cdot M_{A3} = -8189,084\text{N}$$

Teplotní zatížení:

Diferenciální osová teplotní prodloužení

$$\Delta U_3'' = \Delta U_2'' = -0,0644\text{mm}$$

7.3.2. Poddajnost spoje:

➤ ***Osová poddajnost smontovaného spoje vztahující se k těsnící síle (F_{GI}''):***

Montážní stav (I=0): $P_0 = 0\text{MPa}$; $T_0 = 20^\circ\text{C}$

$$Y_{G0}'' = Z_F \cdot \frac{h_G^2''}{E_{F0}} + \widetilde{Z}_F \cdot \frac{\widetilde{h}_G^2''}{\widetilde{E}_{F0}} + \frac{X_B}{E_{B0}} + \frac{X_G''}{E_{G0}''}$$

$$Y_{G0}'' = 1,5993 \cdot 10^{-7} \text{mm}^{-3} \cdot \frac{(102,363\text{mm})^2}{212000\text{MPa}} + 1,5993 \cdot 10^{-7} \text{mm}^{-3} \cdot \frac{(102,363\text{mm})^2}{212000\text{MPa}} +$$

$$+ \frac{6,017 \cdot 10^{-3} mm^{-1}}{206000 MPa} + \frac{1,825 \cdot 10^{-4} mm^{-1}}{218000 MPa} =$$

$$Y_{G0}'' = 4,5856 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}$$

Nominální stav (I=1): **$P_1 = 15,5 MPa$; $T_1 = 350^\circ C$**

$$Y_{G1}'' = Z_F \cdot \frac{h_G^2''}{E_{F1}} + \widetilde{Z}_F \cdot \frac{\widetilde{h}_G^2''}{\widetilde{E}_{F1}} + \frac{X_B}{E_{B1}} + \frac{X_G''}{E_{G1}''}$$

$$Y_{G1}'' = 1,5993 \cdot 10^{-7} mm^{-3} \cdot \frac{(102,363 mm)^2}{186000 MPa} + 1,5993 \cdot 10^{-7} mm^{-3} \cdot \frac{(102,363 mm)^2}{186000 MPa} +$$

$$+ \frac{6,017 \cdot 10^{-3} mm^{-1}}{176500 MPa} + \frac{1,825 \cdot 10^{-4} mm^{-1}}{198000 MPa} =$$

$$Y_{G1}'' = 5,3033 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}$$

Těsnostní zkouška (I=2): **$P_2 = 17,6 MPa$; $T_2 = 120^\circ C$**

$$Y_{G2}'' = Z_F \cdot \frac{h_G^2''}{E_{F2}} + \widetilde{Z}_F \cdot \frac{\widetilde{h}_G^2''}{\widetilde{E}_{F2}} + \frac{X_B}{E_{B2}} + \frac{X_G''}{E_{G2}''}$$

$$Y_{G2}'' = 1,5993 \cdot 10^{-7} mm^{-3} \cdot \frac{(102,363 mm)^2}{205600 MPa} + 1,5993 \cdot 10^{-7} mm^{-3} \cdot \frac{(102,363 mm)^2}{205600 MPa} +$$

$$+ \frac{6,017 \cdot 10^{-3} mm^{-1}}{199000 MPa} + \frac{1,825 \cdot 10^{-4} mm^{-1}}{213000 MPa} =$$

$$Y_{G2}'' = 4,7395 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}$$

Pevnostní zkouška (I=3): **$P_3 = 19,6 MPa$; $T_3 = 120^\circ C$**

$$Y_{G3}'' = Y_{G2}'' = 4,7395 \cdot 10^{-8} mmN^{-1}$$

- **Osová poddajnost smontovaného spoje vztahující se k osově síle tlaku tekutiny (F_{QI}''):**

$Y_{Q0}'' = 0$ - hodnota je nulová v případě nulového tlaku tekutiny

$$Y_{Q1}'' = Z_F \cdot h_G'' \cdot \frac{h_H - h_P'' - h_Q''}{E_{F1}} + \widetilde{Z}_F \cdot \widetilde{h}_G'' \cdot \frac{\widetilde{h}_H - \widetilde{h}_P'' - \widetilde{h}_Q''}{\widetilde{E}_{F1}} + \frac{X_B}{E_{B1}}$$

$$\begin{aligned} Y_{Q1}'' &= 1,5993 \cdot 10^{-7} \text{mm}^{-3} \cdot 102,363 \text{mm} \cdot \frac{109,8633 \text{mm} - 0,2393 \text{mm} - 52,6795 \text{mm}}{186000 \text{MPa}} + \\ &+ 1,5993 \cdot 10^{-7} \text{mm}^{-3} \cdot 102,363 \text{mm} \cdot \frac{109,8633 \text{mm} - 0,2393 \text{mm} - 52,6795 \text{mm}}{186000 \text{MPa}} + \\ &+ \frac{6,017 \cdot 10^{-3} \text{mm}^{-1}}{176500 \text{MPa}} \\ Y_{Q1}'' &= 4,4115 \cdot 10^{-8} \text{mmN}^{-1} \end{aligned}$$

$$Y_{Q2}'' = Z_F \cdot h_G'' \cdot \frac{h_H - h_P'' - h_Q''}{E_{F2}} + \widetilde{Z}_F \cdot \widetilde{h}_G'' \cdot \frac{\widetilde{h}_H - \widetilde{h}_P'' - \widetilde{h}_Q''}{\widetilde{E}_{F2}} + \frac{X_B}{E_{B2}}$$

$$\begin{aligned} Y_{Q2}'' &= 1,5993 \cdot 10^{-7} \text{mm}^{-3} \cdot 102,363 \text{mm} \cdot \frac{109,8633 \text{mm} - 0,2393 \text{mm} - 52,6795 \text{mm}}{205600 \text{MPa}} + \\ &+ 1,5993 \cdot 10^{-7} \text{mm}^{-3} \cdot 102,363 \text{mm} \cdot \frac{109,8633 \text{mm} - 0,2393 \text{mm} - 52,6795 \text{mm}}{205600 \text{MPa}} + \\ &+ \frac{6,017 \cdot 10^{-3} \text{mm}^{-1}}{199000 \text{MPa}} \\ Y_{Q2}'' &= 3,9305 \cdot 10^{-8} \text{mmN}^{-1} \end{aligned}$$

$$Y_{Q3}'' = Y_{Q2}'' = 3,9305 \cdot 10^{-8} \text{mmN}^{-1}$$

- **Osová poddajnost smontovaného spoje vztahující se k vnějšímu přídavnému zatížení ($F_{RI}'' \neq 0$):**

$$Y_{R0}'' = Z_F \cdot h_G'' \cdot \frac{h_H + h_R}{E_{F0}} + \widetilde{Z}_F \cdot \widetilde{h}_G'' \cdot \frac{\widetilde{h}_H + \widetilde{h}_R}{\widetilde{E}_{F0}} + \frac{X_B}{E_{B0}}$$

$$\begin{aligned} Y_{R0}'' &= 1,5993 \cdot 10^{-7} \text{mm}^{-3} \cdot 102,363 \text{mm} \cdot \frac{109,8633 \text{mm} + 112,5 \text{mm}}{212000 \text{MPa}} + 1,5993 \cdot 10^{-7} \text{mm}^{-3} \cdot \\ &\cdot 102,363 \text{mm} \cdot \frac{109,8633 \text{mm} + 112,5 \text{mm}}{212000 \text{MPa}} + \frac{6,017 \cdot 10^{-3} \text{mm}^{-1}}{206000 \text{MPa}} \end{aligned}$$

$$Y_{R0}'' = 6,3552 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

$$Y_{R1}'' = Z_F \cdot h_G'' \cdot \frac{h_H + h_R}{E_{F1}} + \widetilde{Z}_F \cdot \widetilde{h}_G'' \cdot \frac{\widetilde{h}_H + \widetilde{h}_R}{\widetilde{E}_{F1}} + \frac{X_B}{E_{B1}}$$

$$\begin{aligned} Y_{R1}'' &= 1,5993 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3} \cdot 102,363 \text{ mm} \cdot \frac{109,8633 \text{ mm} + 112,5 \text{ mm}}{186000 \text{ MPa}} + 1,5993 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3} \cdot \\ &\cdot 102,363 \text{ mm} \cdot \frac{109,8633 \text{ mm} + 112,5 \text{ mm}}{186000 \text{ MPa}} + \frac{6,017 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^{-1}}{176500 \text{ MPa}} \\ Y_{R1}'' &= 7,3234 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} \end{aligned}$$

$$Y_{R2}'' = Z_F \cdot h_G'' \cdot \frac{h_H + h_R}{E_{F2}} + \widetilde{Z}_F \cdot \widetilde{h}_G'' \cdot \frac{\widetilde{h}_H + \widetilde{h}_R}{\widetilde{E}_{F2}} + \frac{X_B}{E_{B2}}$$

$$\begin{aligned} Y_{R2}'' &= 1,5993 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3} \cdot 102,363 \text{ mm} \cdot \frac{109,8633 \text{ mm} + 112,5 \text{ mm}}{205600 \text{ MPa}} + 1,5993 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^{-3} \cdot \\ &\cdot 102,363 \text{ mm} \cdot \frac{109,8633 \text{ mm} + 112,5 \text{ mm}}{205600 \text{ MPa}} + \frac{6,017 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^{-1}}{199000 \text{ MPa}} \\ Y_{R2}'' &= 6,5648 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1} \end{aligned}$$

$$Y_{R3}'' = Y_{R2}'' = 6,5648 \cdot 10^{-8} \text{ mmN}^{-1}$$

7.3.3. Minimální těsnící síly:

Montážní stav (I=0):

$$F_{G0min}'' = A_{Ge}'' \cdot Q_{min}''$$

$$F_{G0min}'' = 21\,912,61 \text{ mm}^2 \cdot 220 \text{ MPa} = 4820773,9 \text{ N} \cong 4820,8 \text{ kN}$$

Ostatní stavy (I=1,2,3):

$$F_{G1min}'' = \max\{A_{Ge}'' \cdot Q_{smin(L)}''; -(F_{Q1}'' + F_{R1})\}$$

$$F_{G1min}'' = \max\{21\,912,61 \text{ mm}^2 \cdot 160 \text{ MPa}; -(2632252,1 \text{ N} - 8189,1 \text{ N})\}$$

$$F_{G1min}'' = \max\{3506,0 \cdot 10^3 \text{ N}; -2624,1 \cdot 10^3 \text{ N}\}$$

$$F_{G1min}'' = 3506,0 \cdot 10^3 \text{ N} \cong 3506,0 \text{ kN}$$

$$F_{G2min}'' = \max\{A_{Ge}'' \cdot Q_{Smin(L)}''; -(F_{Q2}'' + F_{R2})\}$$

$$F_{G2min}'' = \max\{21\,912,61\text{mm}^2 \cdot 160\text{MPa}; -(2988879,8\text{N} - 8189,1\text{N})\}$$

$$F_{G2min}'' = \max\{3506,0 \cdot 10^3\text{N}; -2980,7 \cdot 10^3\text{N}\}$$

$$F_{G2min}'' = 3506,0 \cdot 10^3\text{N} \cong 3506,0\text{kN}$$

$$F_{G3min}'' = \max\{A_{Ge}'' \cdot Q_{Smin(L)}''; -(F_{Q3}'' + F_{R3})\}$$

$$F_{G3min}'' = \max\{21\,912,61\text{mm}^2 \cdot 160\text{MPa}; -(3328525,3\text{N} - 8189,1\text{N})\}$$

$$F_{G3min}'' = \max\{3506,0 \cdot 10^3\text{N}; -3320,3 \cdot 10^3\text{N}\}$$

$$F_{G3min}'' = 3506,0 \cdot 10^3\text{N} \cong 3506,0\text{kN}$$

7.3.4. Vnitřní síly při montážním stavu:

➤ **Požadované síly:**

$$F_{G\Delta}'' = \max\{F_{G\Delta1}''; F_{G\Delta2}''; F_{G\Delta3}''\}$$

Součinitel tečení: $P_{QR}'' = 1$

$$F_{G\Delta1}'' = \frac{F_{G1min}'' \cdot Y_{G1}'' + [F_{Q1}'' \cdot Y_{Q1}'' + (F_{R1} \cdot Y_{R1}'' - F_{R0} \cdot Y_{R0}'') + \Delta U_1'']}{Y_{G0}'' \cdot P_{QR}''}$$

$$F_{G\Delta1}'' = \frac{3506017,4\text{N} \cdot 5,303 \cdot 10^{-8}\text{mmN}^{-1}}{4,586 \cdot 10^{-8}\text{mmN}^{-1}} +$$

$$+ \frac{[2632252,1\text{N} \cdot 4,412 \cdot 10^{-8}\text{mmN}^{-1} + (-8189,084\text{N} \cdot 7,323 \cdot 10^{-8}\text{mmN}^{-1} - (-8189,084\text{N}) \cdot 6,355 \cdot 10^{-8}\text{mmN}^{-1}) - 0,113\text{mm}]}{4,586 \cdot 10^{-8}\text{mmN}^{-1}}$$

$$F_{G\Delta1}'' = 4115,15\text{kN}$$

$$F_{G\Delta2}'' = \frac{F_{G2min}'' \cdot Y_{G2}'' + [F_{Q2}'' \cdot Y_{Q2}'' + (F_{R2} \cdot Y_{R2}'' - F_{R0} \cdot Y_{R0}'') + \Delta U_2'']}{Y_{G0}'' \cdot P_{QR}''}$$

$$F_{G\Delta2}'' = \frac{3506017,4\text{N} \cdot 4,740 \cdot 10^{-8}\text{mmN}^{-1}}{4,586 \cdot 10^{-8}\text{mmN}^{-1}} +$$

$$+ \frac{[2988879,8\text{N} \cdot 3,931 \cdot 10^{-8}\text{mmN}^{-1} + (-8189,084\text{N} \cdot 6,565 \cdot 10^{-8}\text{mmN}^{-1} - (-8189,084\text{N}) \cdot 6,355 \cdot 10^{-8}\text{mmN}^{-1}) - 0,0644\text{mm}]}{4,586 \cdot 10^{-8}\text{mmN}^{-1}}$$

$$F_{G\Delta2}'' = 4779,93\text{kN}$$

$$F_{G\Delta 3}'' = \frac{F_{G3min}'' \cdot Y_{G3}'' + [F_{Q3}'' \cdot Y_{Q3}'' + (F_{R3} \cdot Y_{R3}'' - F_{R0} \cdot Y_{R0}'') + \Delta U_3'']}{Y_{G0}'' \cdot P_{QR}''}$$

$$F_{G\Delta 3}'' = \frac{3506017,4N \cdot 4,740 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}}{4,586 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}} +$$

$$+ \frac{[3328525,3N \cdot 3,931 \cdot 10^{-8}mmN^{-1} + (-8189,084N \cdot 6,565 \cdot 10^{-8}mmN^{-1} - (-8189,084N) \cdot 6,355 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}) - 0,0644mm]}{4,586 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}}$$

$$F_{G\Delta 3}'' = 5071,06kN$$

$$F_{G\Delta}'' = \max\{F_{G\Delta 1}''; F_{G\Delta 2}''; F_{G\Delta 3}''\}$$

$$F_{G\Delta}'' = \max\{4115,15kN; 4779,93kN; 5071,06kN\}$$

$$F_{G\Delta}'' = 5071,06kN$$

$$F_{G0req}'' = \max\{F_{G0min}''; F_{G\Delta}''\}$$

$$F_{G0req}'' = \max\{4820,8kN; 5071,06kN\}$$

$$F_{G0req}'' = 5071,06kN$$

$$F_{B0req}'' = F_{G0req}'' + F_{R0}$$

$$F_{B0req}'' = 5071058,9N + (-8189,1N) = 5062,87kN$$

Následující zhodnocení velikosti jednotlivých sil je podmínkou pro pokračování ve výpočtu podle normy:

$$F_{G0req}'' \leq F_{G0}''$$

$$F_{G0req}'' = 5071,06kN$$

$$F_{G0}'' = 7231,16kN$$

$$5071,06kN \leq 7231,16kN$$

Podmínka splněna



Nominální utahovací síla ve svornících:

Bezpečnostní koeficient těsnění: $k_G'' = 1,15$

$$F_{B0av}'' = k_G'' \cdot F_{G0}'' = 1,15 \cdot 7231,16kN = 8315,84kN$$

Maximální utahovací síla ve svornících:

$$F_{B0max}'' = F_{B0av}'' \cdot (1 + \varepsilon_+) = 8315,84kN \cdot (1 + 0,175) = 9771,11kN$$

Minimální utahovací síla ve svornících:

$$F_{B0min}'' = F_{B0av}'' \cdot (1 - \varepsilon_-) = 8315,84kN \cdot (1 - 0,0875) = 7588,20kN$$

Aby bylo možné nominální utahovací sílu použít a pokračovat v dalších krocích výpočtů, musí být splněna následující podmínka daná normou:

$$F_{B0min}'' \geq F_{B0req}''$$

$$F_{B0min}'' = 7588,20kN$$

$$F_{B0req}'' = 5062,87kN$$

$$7588,20kN \geq 5062,87kN$$

Podmínka splněna

**7.3.5. Vnitřní síly v následných stavech (I=1,2,3):**

Počet montážních a dotahovacích postupů během životnosti spoje (zvoleno): $N_R = 5$

$$F_{G0d}'' = \max \left\{ F_{G\Delta}''; \frac{2}{3} \cdot \left(1 - \frac{10}{N_R} \right) \cdot F_{B0max}'' - F_{R0} \right\}$$

$$F_{G0d}'' = \max \left\{ 5071,06kN; \frac{2}{3} \cdot \left(1 - \frac{10}{5} \right) \cdot 9771,11kN - (-8,19kN) \right\}$$

$$F_{G0d}'' = \max \{ 5071,06kN; -6505,88kN \}$$

$$F_{G0d}'' = F_{G\Delta}'' = 5071,06kN$$

V případě, kdy velikost těsnící síly při montáži F_{G0d}'' je rovna minimální těsnící síle $F_{G\Delta}''$, pak velikosti těsnícího tlaku ve stavu I=3 (pevnostní zkouška) je rovna hodnotě 160MPa, která je hraniční pro udržení požadované netěsnosti spoje L, proto bude daná síla vynásobena bezpečnostním parametrem k_G'' , aby bylo za všech stavů zaručeno, že se hodnota tlaku na těsnění nepřiblíží krajní hodnotě těsnosti:

Bezpečnostní koeficient těsnění: $k_G'' = 1,15$

$$F_{G0d}'' = 1,15 \cdot 5071,06kN = 5831,72kN$$

Následné těsnící síly na přírubový spoj v jednotlivých mezních stavech (I=1,2,3), pak jsou:

$$F_{G1}'' = \frac{F_{G0d}'' \cdot Y_{G0}'' \cdot P_{QR} - [F_{Q1}'' \cdot Y_{Q1}'' + (F_{R1} \cdot Y_{R1}'' - F_{R0} \cdot Y_{R0}'') + \Delta U_1'']}{Y_{G1}''}$$

$$F_{G1}'' = \frac{5831717,7N \cdot 4,586 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}}{5,303 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}} +$$

$$\frac{[2632252,1N \cdot 4,412 \cdot 10^{-8}mmN^{-1} + (-8189,084N \cdot 7,323 \cdot 10^{-8}mmN^{-1} - (-8189,084N) \cdot 6,355 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}) - 0,113mm]}{5,303 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}}$$

$$F_{G1}'' = 4990,03kN$$

$$F_{G2}'' = \frac{F_{G0d}'' \cdot Y_{G0}'' \cdot P_{QR} - [F_{Q2}'' \cdot Y_{Q2}'' + (F_{R2} \cdot Y_{R2}'' - F_{R0} \cdot Y_{R0}'') + \Delta U_2'']}{Y_{G2}''}$$

$$F_{G2}'' = \frac{5831717,7N \cdot 4,586 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}}{4,740 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}} +$$

$$\frac{[2988879,9N \cdot 3,931 \cdot 10^{-8}mmN^{-1} + (-8189,084N \cdot 6,565 \cdot 10^{-8}mmN^{-1} - (-8189,084N) \cdot 6,355 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}) - 0,0644mm]}{4,740 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}}$$

$$F_{G2}'' = 4523,64kN$$

$$F_{G3}'' = \frac{F_{G0d}'' \cdot Y_{G0}'' \cdot P_{QR} - [F_{Q3}'' \cdot Y_{Q3}'' + (F_{R3} \cdot Y_{R3}'' - F_{R0} \cdot Y_{R0}'') + \Delta U_3'']}{Y_{G3}''}$$

$$F_{G3}'' = \frac{5831717,7N \cdot 4,586 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}}{4,740 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}} +$$

$$\frac{[3328525,3N \cdot 3,931 \cdot 10^{-8}mmN^{-1} + (-8189,084N \cdot 6,565 \cdot 10^{-8}mmN^{-1} - (-8189,084N) \cdot 6,355 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}) - 0,0644mm]}{4,740 \cdot 10^{-8}mmN^{-1}}$$

$$F_{G3}'' = 4241,97kN$$

Odpovídající následné síly ve svornících v jednotlivých mezních stavech (I=1,2,3), pak jsou:

$$F_{B1}'' = F_{G1}'' + (F_{Q1}'' + F_{R1})$$

$$F_{B1}'' = 4990,03kN + (2632,25kN - 8,19kN) = 7614,35kN$$

$$F_{B2}'' = F_{G2}'' + (F_{Q2}'' + F_{R2})$$

$$F_{B2}'' = 4523,64kN + (2988,88kN - 8,19kN) = 7504,33kN$$

$$F_{B3}'' = F_{G3}'' + (F_{Q3}'' + F_{R3})$$

$$F_{B3}'' = 4241,97kN + (3328,53kN - 8,19kN) = 7562,31kN$$

7.4. Kontrola dovolených zatížení

7.4.1. Stupeň využití únosnosti svorníků:

$$\Phi_{B0}'' = \frac{1}{f_B} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B0av}''}{A_B}\right)^2 + 3 \cdot \left(C_0 \cdot \frac{M_{t,B0}}{I_B}\right)^2} \leq 1,0$$

$$\Phi_{B0}'' = \frac{1}{295MPa} \cdot \sqrt{\left(\frac{8315835,0N}{38151,50mm^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(1 \cdot \frac{0}{45714,36mm^3}\right)^2} = 0,7389$$

$$\Phi_{B1}'' = \frac{1}{f_B} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B1}''}{A_B}\right)^2 + 3 \cdot \left(C_1 \cdot \frac{M_{t,B1}}{I_B}\right)^2} \leq 1,0$$

$$\Phi_{B1}'' = \frac{1}{295MPa} \cdot \sqrt{\left(\frac{7614354,6N}{38151,50mm^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(0 \cdot \frac{0}{45714,36mm^3}\right)^2} = 0,6765$$

$$\Phi_{B2}'' = \frac{1}{f_B} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B2}''}{A_B}\right)^2 + 3 \cdot \left(C_2 \cdot \frac{M_{t,B2}}{I_B}\right)^2} \leq 1,0$$

$$\Phi_{B2}'' = \frac{1}{295MPa} \cdot \sqrt{\left(\frac{7504333,8N}{38151,50mm^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(0 \cdot \frac{0}{45714,36mm^3}\right)^2} = 0,6667$$

$$\Phi_{B3}'' = \frac{1}{f_B} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B3}''}{A_B}\right)^2 + 3 \cdot \left(C_3 \cdot \frac{M_{t,B3}}{I_B}\right)^2} \leq 1,0$$

$$\Phi_{B3}'' = \frac{1}{295MPa} \cdot \sqrt{\left(\frac{7562308,7N}{26590,44mm^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(0 \cdot \frac{0}{25482,5mm^3}\right)^2} = 0,6719$$

$$\Phi_B'' = \max\{0,7389; 0,6765; 0,6667; 0,6719\} \leq 1,0$$

$$\Phi_B'' = 0,7389 \leq 1,0$$



Nejvyšší dosažená hodnota stupně využití únosnosti těsnění je rovna hodnotě $\Phi_{B0}'' = 0,7389$ v montážním stavu. Tato hodnota je stále menší než maximální povolená mez stupně využitelné únosnosti, a proto zatížení svorníků se pohybuje v povolených mezích.

7.4.2. Stupeň využití únosnosti těsnění:

$$\Phi_{G0}'' = \frac{F_{G0}''}{A_{Gt}'' \cdot Q_{max}''} = \frac{7231,16 \cdot 10^3 N}{21\,912,61 mm^2 \cdot 420 MPa} = 0,786$$

$$\Phi_{G1}'' = \frac{F_{G1}''}{A_{Gt}'' \cdot Q_{max}''} = \frac{4990,29 \cdot 10^3 N}{21\,912,61 mm^2 \cdot 420 MPa} = 0,542$$

$$\Phi_{G2}'' = \frac{F_{G2}''}{A_{Gt}'' \cdot Q_{max}''} = \frac{4523,64 \cdot 10^3 N}{21\,912,61 mm^2 \cdot 420 MPa} = 0,492$$

$$\Phi_{G3}'' = \frac{F_{G3}''}{A_{Gt}'' \cdot Q_{max}''} = \frac{4241,97 \cdot 10^3 N}{21\,912,61 mm^2 \cdot 420 MPa} = 0,461$$

$$\Phi_G'' = \max\{0,786; 0,542; 0,492; 0,461\} \leq 1,0$$

$$\Phi_G'' = 0,786 \leq 1,0 \quad \checkmark$$

Nejvyšší dosažená hodnota stupně využití únosnosti těsnění je rovna hodnotě $\Phi_{G0}'' = 0,786$ při montážním stavu. Tato hodnota je stále menší než maximální povolená mez stupně využitelné únosnosti, z čehož vyplývá, že zatížení těsnění se pohybuje v povolených mezích.

7.4.3. Stupeň využití únosnosti zaslepovací příruby:

➤ Stupeň využití únosnosti zaslepovací příruby pro stav I=0:

$$\Phi_{F0}'' = \max \left\{ \left| \frac{F_{B0av}'' \cdot h_G'' + F_{Q0}''(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}''}{6} + F_{R0}(1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}''}{2}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{B0av}'' \cdot h_G''}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{Q0}''(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}''}{6}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{R0}(1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}''}{6}}{W_F} \right| \right\} \leq 1,0$$

$$\frac{F_{B0av}'' \cdot h_G'' + F_{Q0}''(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}''}{6} + F_{R0}(1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}''}{2}}{W_F} =$$

$$= \frac{8315,84 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 102,36 \text{ mm} + 0 \text{ N}(1 - 0) \cdot \frac{465 \text{ mm}}{6} - 8189,11 \text{ N}(1 - 0) \cdot \frac{465 \text{ mm}}{2}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,19790$$

$$\frac{F_{B0av}'' \cdot h_G''}{W_F} = \frac{8315,84 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 102,36 \text{ mm}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,1983$$

$$\frac{F_{Q0}''(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}''}{6}}{W_F} = \frac{0 \text{ N}(1 - 0) \cdot \frac{465 \text{ mm}}{6}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0$$

$$\frac{F_{R0}(1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}''}{2}}{W_F} = \frac{-8189,11 \text{ N}(1 - 0) \cdot \frac{465 \text{ mm}}{2}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = -0,0002$$

$$\Phi_{F0}'' = \max\{0,1979; 0,1983; 0; -0,0002\} \leq 1,0$$

$$\Phi_{F0}'' = 0,1983 \leq 1,0$$



➤ Stupeň využití únosnosti zaslepovací příruby pro stav I=1:

$$\Phi_{F1}'' = \max \left\{ \left| \frac{F_{B1}'' \cdot h_G'' + F_{Q1}''(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}''}{6} + F_{R1} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}''}{2}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{B1}'' \cdot h_G''}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{Q1}'' \cdot (1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}''}{6}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{R1} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}''}{2}}{W_F} \right| \right\} \leq 1,0$$

$$\frac{F_{B1}'' \cdot h_G'' + F_{Q1}''(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}''}{6} + F_{R1} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}''}{2}}{W_F} =$$

$$= \frac{7614,35 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 102,36 \text{ mm} + 2632,25 \cdot 10^3 \text{ N}(1 - 0) \cdot \frac{465 \text{ mm}}{6} - 8189,11 \text{ N} \cdot (1 - 0) \cdot \frac{465 \text{ mm}}{2}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{ Nmm}}$$


$$= 0,2287$$

$$\frac{F_{B1}'' \cdot h_G''}{W_F} = \frac{7614,35 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 102,36 \text{ mm}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,1816$$

$$\frac{F_{Q1}'' \cdot (1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}''}{6}}{W_F} = \frac{2632,25 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot (1 - 0) \cdot \frac{465 \text{ mm}}{6}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{ Nmm}} = 0,0475$$

$$\frac{F_{R1} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}''}{6}}{W_F} = \frac{-8189,11\text{N} \cdot (1 - 0) \cdot \frac{465\text{mm}}{6}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{Nmm}} = -0,0002$$

$$\Phi_{F1}'' = \max\{0,2287; 0,1816; 0,0475; -0,0002\} \leq 1,0$$

$$\Phi_{F1}'' = 0,2287 \leq 1,0$$


➤ **Stupeň využití únosnosti zaslepovací příruby pro stav I=2:**

$$\Phi_{F2}'' = \max \left\{ \left| \frac{F_{B2}'' \cdot h_G'' + F_{Q2}''(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}''}{6} + F_{R2} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}''}{2}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{B2}'' \cdot h_G''}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{Q2}'' \cdot (1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}''}{6}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{R2} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}''}{2}}{W_F} \right| \right\} \leq 1,0$$


$$\begin{aligned} & \frac{F_{B2}'' \cdot h_G'' + F_{Q2}''(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}''}{6} + F_{R2} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}''}{2}}{W_F} = \\ & = \frac{7504,33 \cdot 10^3 \text{N} \cdot 102,36\text{mm} + 2988,88 \cdot 10^3 \text{N}(1 - 0) \cdot \frac{465\text{mm}}{6} - 8189,11\text{N} \cdot (1 - 0) \cdot \frac{465\text{mm}}{2}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{Nmm}} \\ & = 0,2325 \end{aligned}$$

$$\frac{F_{B2}'' \cdot h_G''}{W_F} = \frac{7504,33 \cdot 10^3 \text{N} \cdot 102,36\text{mm}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{Nmm}} = 0,1790$$

$$\frac{F_{Q2}'' \cdot (1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}''}{6}}{W_F} = \frac{2988,88 \cdot 10^3 \text{N} \cdot (1 - 0) \cdot \frac{465\text{mm}}{6}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{Nmm}} = 0,0540$$

$$\frac{F_{R2} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}''}{2}}{W_F} = \frac{-8189,11\text{N} \cdot (1 - 0) \cdot \frac{465\text{mm}}{2}}{4,29199 \cdot 10^9 \text{Nmm}} = -0,0002$$

$$\Phi_{F2}'' = \max\{0,2325; 0,1790; 0,0540; -0,0002\} \leq 1,0$$

$$\Phi_{F2}'' = 0,2325 \leq 1,0$$


➤ **Stupeň využití únosnosti zaslepovací příruby pro stav I=3:**

$$\Phi_{F3}'' = \max \left\{ \left| \frac{F_{B3}'' \cdot h_G'' + F_{Q3}''(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}''}{6} + F_{R3} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}''}{2}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{B3}'' \cdot h_G''}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{Q3}''(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}''}{6}}{W_F} \right|; \left| \frac{F_{R3} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}''}{2}}{W_F} \right| \right\} \leq 1,0$$

$$\begin{aligned} \frac{F_{B3}'' \cdot h_G'' + F_{Q3}''(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}''}{6} + F_{R3} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}''}{2}}{W_F} &= \\ &= \frac{7562,31 \cdot 10^3 \text{N} \cdot 102,36 \text{mm} + 3328,53 \cdot 10^3 \text{N}(1 - 0) \cdot \frac{465 \text{mm}}{6} - 8189,11 \text{N} \cdot (1 - 0) \cdot \frac{465 \text{mm}}{2}}{W_F} \\ &= 0,2400 \end{aligned}$$

$$\frac{F_{B3}'' \cdot h_G''}{W_F} = \frac{7562,31 \cdot 10^3 \text{N} \cdot 102,36 \text{mm}}{W_F} = 0,1804$$

$$\frac{F_{Q3}''(1 - \rho^3) \cdot \frac{d_{Ge}''}{6}}{W_F} = \frac{3328,53 \cdot 10^3 \text{N}(1 - 0) \cdot \frac{465 \text{mm}}{6}}{W_F} = 0,0601$$

$$\frac{F_{R3} \cdot (1 - \rho) \cdot \frac{d_{Ge}''}{2}}{W_F} = \frac{-8189,11 \text{N} \cdot (1 - 0) \cdot \frac{465 \text{mm}}{2}}{W_F} = -0,0002$$

$$\Phi_{F3}'' = \max\{0,2400; 0,1804; 0,0601; -0,0002\} \leq 1,0$$

$$\Phi_{F3}'' = 0,2400 \leq 1,0$$



Nejvyšší dosažená hodnota stupně využití únosnosti přírub během všech stavů je rovna hodnotě $\Phi_F = 0,2400$ při pevnostní zkoušce. Tato hodnota je stále menší než maximální povolená mez stupně využitelné únosnosti, z čehož vyplývá, že zatížení příruby se pohybuje v povolených mezích.

7.5. Výpočet tlaků působících na těsnění při montáži:

- **Nominální utahovací tlak:**

$$Q_{nom} = \frac{F_{BOav}}{A_{Ge}} = \frac{8315,84 \cdot 10^3 N}{21912,61 mm^2} = 327,40 MPa$$

- **Maximální utahovací tlak:**

$$Q_{max} = \frac{F_{BOmax}}{A_{Ge}} = \frac{9771,11 \cdot 10^3 N}{21912,61 mm^2} = 384,69 MPa$$

7.6. Výpočet tlaků působících na těsnění při ostatních stavech (I=1,2,3):

- **Tlak při nominálním stavu (I=1):**

$$Q_1 = \frac{F_{G1}}{A_{Ge}} = \frac{4990,29 \cdot 10^3 N}{21912,61 mm^2} = 227,74 MPa$$

- **Tlak při těsnostní zkoušce (I=2):**

$$Q_2 = \frac{F_{G2}}{A_{Ge}} = \frac{4523,64 \cdot 10^3 N}{21912,61 mm^2} = 206,44 MPa$$

- **Tlak při pevnostní zkoušce (I=3):**

$$Q_3 = \frac{F_{G3}}{A_{Ge}} = \frac{4241,97 \cdot 10^3 N}{21912,61 mm^2} = 193,59 MPa$$

7.7. Výpočet prodloužení svorníků během montáže

Velikost utahovací síly na jeden svorník:

Nominální utahovací síla:

$$F_{BOavs} = \frac{F_{BOav}}{n_B} = \frac{8315,84 \cdot 10^3 N}{16} = 519,74 \cdot 10^3 N$$

Maximální utahovací síla:

$$F_{B0maxS}'' = \frac{F_{B0max}''}{n_B} = \frac{9771,11 \cdot 10^3 N}{16} = 610,70 \cdot 10^3 N$$

Minimální utahovací síla:

$$F_{B0minS}'' = \frac{F_{B0min}''}{n_B} = \frac{7588,20 \cdot 10^3 N}{16} = 474,26 \cdot 10^3 N$$

Celkové prodloužení svorníku při utahování nominální silou:

Prodloužení části 1 - Závítová část M64x4:

$$\Delta l_{Iav}'' = \frac{F_{B0avS}''}{A_{BI} \cdot E_{B0}} \cdot l_I = \frac{519,74 \cdot 10^3 N}{2882,57 mm^2 \cdot 206000 MPa} \cdot 53,5 mm = 0,0407 mm$$

Prodloužení části 2 - válcový dřík:

$$\Delta l_{IIav}'' = \frac{F_{B0avS}''}{A_{BII} \cdot E_{B0}} \cdot l_{II} = \frac{519,74 \cdot 10^3 N}{2384,47 mm^2 \cdot 206000 MPa} \cdot 180 mm = 0,1651 mm$$

Prodloužení části 3 - Závítová část M64x4:

$$\Delta l_{IIIav}'' = \frac{F_{B0avS}''}{A_{BIII} \cdot E_{B0}} \cdot l_{III} = \frac{519,74 \cdot 10^3 N}{2882,57 mm^2 \cdot 206000 MPa} \cdot 50 mm = 0,0321 mm$$

Celkové prodloužení svorníku při utahování nominální silou:

$$\Delta l_{av}'' = \sum_{i=1}^3 \Delta l_{iav}'' = \Delta l_{Iav}'' + \Delta l_{IIav}'' + \Delta l_{IIIav}''$$

$$\Delta l_{av}'' = (0,0407 + 0,1651 + 0,0321) mm = 0,2374 mm \approx 0,24 mm$$

Celkové prodloužení svorníku při utahování maximální silou:

Prodloužení části 1 - Závítová část M64x4:

$$\Delta l_{I max}'' = \frac{F_{B0 maxS}''}{A_{BI} \cdot E_{B0}} \cdot l_I = \frac{610,70 \cdot 10^3 N}{2882,57 mm^2 \cdot 206000 MPa} \cdot 53,5 mm = 0,0458 mm$$

Prodloužení části 2 - válcový dřík:

$$\Delta l_{II\max}'' = \frac{F_{B0\max S}''}{A_{BII} \cdot E_{B0}} \cdot l_{II} = \frac{610,70 \cdot 10^3 N}{2384,47 \text{ mm}^2 \cdot 206000 \text{ MPa}} \cdot 180 \text{ mm} = 0,1916 \text{ mm}$$

Prodloužení části 3 - Závítová část M64x4:

$$\Delta l_{III\max}'' = \frac{F_{B0\max S}''}{A_{BIII} \cdot E_{B0}} \cdot l_{III} = \frac{610,70 \cdot 10^3 N}{2882,57 \text{ mm}^2 \cdot 206000 \text{ MPa}} \cdot 50 \text{ mm} = 0,0427 \text{ mm}$$

Celkové prodloužení svorníku při utahování maximální silou:

$$\Delta l_{\max}'' = \sum_{i=1}^3 \Delta l_{i\max}'' = \Delta l_{I\max}'' + \Delta l_{II\max}'' + \Delta l_{III\max}''$$

$$\Delta l_{\max}'' = (0,0458 + 0,1916 + 0,0427) \text{ mm} = 0,2801 \text{ mm} \approx 0,28 \text{ mm}$$

Celkové prodloužení svorníku při utahování minimální silou:

Prodloužení části 1 - Závítová část M64x4:

$$\Delta l_{I\min}'' = \frac{F_{B0\min S}''}{A_{BI} \cdot E_{B0}} \cdot l_I = \frac{474,26 \cdot 10^3 N}{2882,57 \text{ mm}^2 \cdot 206000 \text{ MPa}} \cdot 53,5 \text{ mm} = 0,0352 \text{ mm}$$

Prodloužení části 2 - válcový dřík:

$$\Delta l_{II\min}'' = \frac{F_{B0\min S}''}{A_{BII} \cdot E_{B0}} \cdot l_{II} = \frac{474,26 \cdot 10^3 N}{2384,47 \text{ mm}^2 \cdot 206000 \text{ MPa}} \cdot 180 \text{ mm} = 0,1481 \text{ mm}$$

Prodloužení části 3 - Závítová část M64x4:

$$\Delta l_{III\min}'' = \frac{F_{B0\min S}''}{A_{BIII} \cdot E_{B0}} \cdot l_{III} = \frac{474,26 \cdot 10^3 N}{2882,57 \text{ mm}^2 \cdot 206000 \text{ MPa}} \cdot 50 \text{ mm} = 0,0327 \text{ mm}$$

Celkové prodloužení svorníku při utahování minimální silou:

$$\Delta l_{\min}'' = \sum_{i=1}^3 \Delta l_{i\min}'' = \Delta l_{I\min}'' + \Delta l_{II\min}'' + \Delta l_{III\min}''$$

$$\Delta l_{\min}'' = (0,0352 + 0,1481 + 0,0327) \text{ mm} = 0,2160 \text{ mm} \approx 0,22 \text{ mm}$$

8. Porovnání výsledků zatížení

V této části práce jsou shrnuty výsledky, které byly vypočítány pomocí normy ČSN EN 1591 v předchozích kapitolách (výpočet nového hřebenového těsnění s expandovaným grafitem a výpočet původního těsnícího spoje), které jsou dále rozděleny do tří částí, podle porovnávané komponenty (příruby, těsnění a svorníky). Dále je v této kapitole provedeno porovnání dosažených výsledků a to porovnání sil působících na jednotlivé komponenty, měrných tlaků a stupňů využití únosnosti.

Výpočty byly provedeny, jak již bylo uvedeno v kapitole 5 a kapitole 7, pro jednotlivé stacionární stavy kompenzátoru objemu, které nejvíce ovlivňují zatěžování těsnícího spoje. Stacionárním stavem se myslí, že v jednotlivých výpočtových stavech ($I=0,1,2,3$) jsou již dále velikosti tlaků a teplot chladiva s časem neměnné, tedy konstantní.

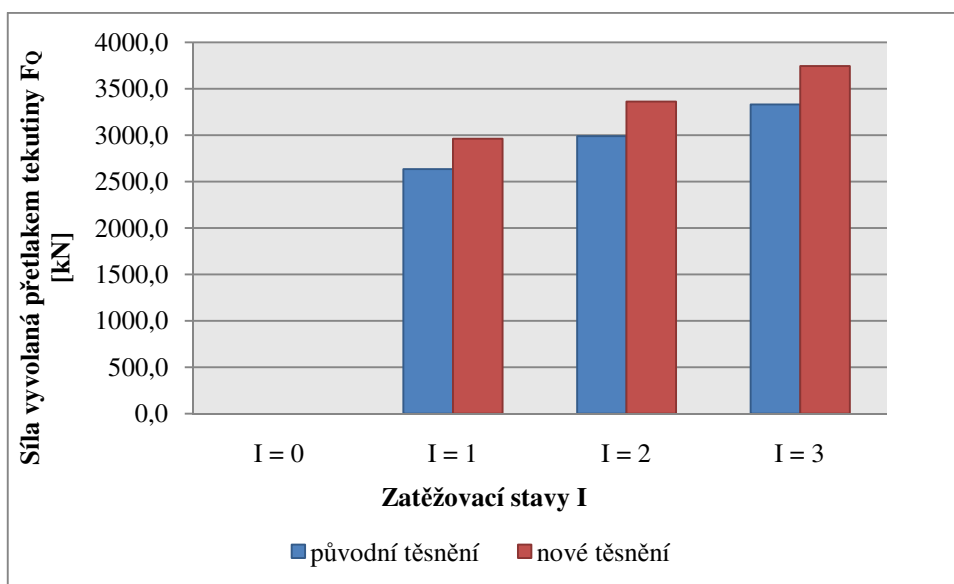
8.1. Zatížení přírub

Velikost zatížení přírub závisí na velikosti všech sil působících na daný těsnící spoj v určitý moment. Těmito silami jsou síly od svorníků F_B , síly vyvolané přetlakem tekutiny uvnitř kompenzátoru objemu F_Q , vnější přídavné zatížení F_R , které je způsobeno hmotností víka KO a poslední silou, která je síla vyvolaná teplotním zatížením ΔU . Podle výsledků lze říct, že největším příspěvkem na velikost zatížení jsou síly vyvolané svorníky F_B a síla vyvolaná přetlakem tekutiny F_Q , která vlivem působení způsobuje částečné vyboulení příruby víka a tím pádem vyvolává vyšší velikost síly ve svornících F_B . Velikost síly F_R způsobená hmotností víka hodnotově vychází záporně, neboť směr jejího působení je proti směru síly vyvolané přetlakem tekutiny a tím zvyšuje tlak působící na těsnění, i když její příspěvek je skoro zanedbatelný vzhledem k velikosti v porovnání se silami F_R a F_Q . Poslední silou, která způsobuje zatížení přírub je síla vyvolaná teplotním zatížením ΔU . Tato síla má také zápornou hodnotu a to proto, že při teplotním zatížení těsnícího spoje dochází k větší celkové teplotní roztažnosti sevřených prvků (těsnění, podložky, příruby víka a příruby hrdla KO), než velikost teplotní roztažnosti svorníků. Tento jev je v reálu do určité meze chtěný, neboť vlivem teplotní roztažnosti se více roztáhnou sevřené prvky, než samotné svorníky způsobující toto sevření. Tím dochází ke zvýšení těsnosti spoje nárůstem síly ve svornících F_B . Kdyby tomu bylo naopak, svorníky by se roztáhly vlivem teplotní roztažnosti více, než sevřený spoj a hrozilo by pak povolení sevřeného spoje.

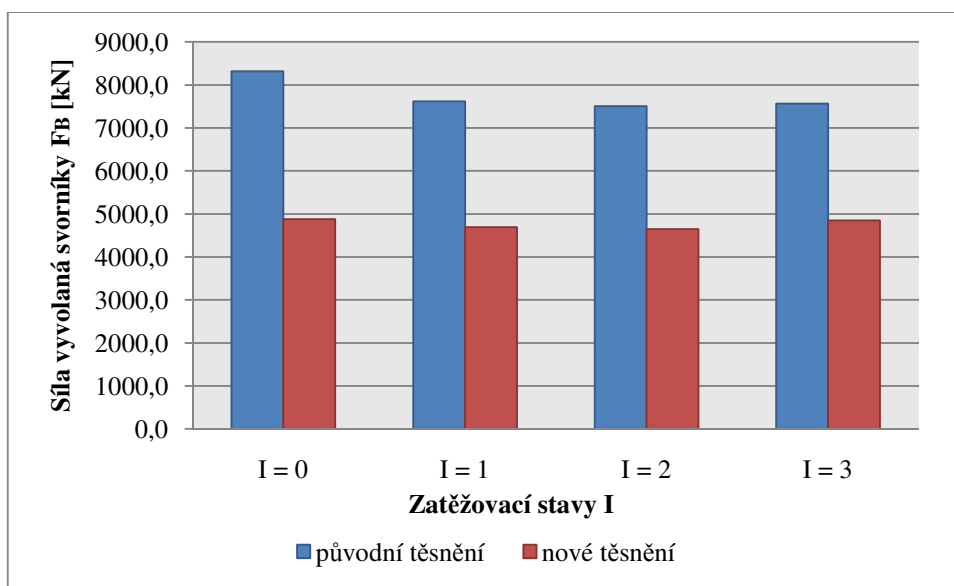
Výsledky výpočtů největších sil působících na příruby jsou pak uvedeny v tabulce č.4, která porovnává jejich velikosti v závislosti na jednotlivých zatěžovacích stavech ($I=0,1,2,3$) pro oba typy těsnění. Hodnoty uvedené v této tabulce jsou výsledky výpočtů z kapitoly 5 a 7.

Zatěžovací stavy I	Síla vyvolaná přetlakem tekutiny				Síla vyvolaná svorníky			
	původní těsnění [kN]		nové těsnění [kN]		původní těsnění [kN]		nové těsnění [kN]	
I = 0	$F_{Q0''}$	0,0	F_{Q0}	0,0	$F_{B0''}$	8315,8	F_{B0}	4876,2
I = 1	$F_{Q1''}$	2632,3	F_{Q1}	2960,0	$F_{B1''}$	7614,4	F_{B1}	4693,1
I = 2	$F_{Q2''}$	2988,9	F_{Q2}	3361,0	$F_{B2''}$	7504,3	F_{B2}	4649,2
I = 3	$F_{Q3''}$	3328,5	F_{Q3}	3743,0	$F_{B3''}$	7562,3	F_{B3}	4846,4

(Tabulka č.4: Porovnání zatížení přírub pomocí působících sil pro oba typy těsnění)



(Graf.č.5: Porovnání velikosti sil vyvolané přetlakem tekutiny pro oba typy těsnění)



(Graf č.6: Porovnání velikosti sil vyvolané svorníky pro oba typy těsnění)

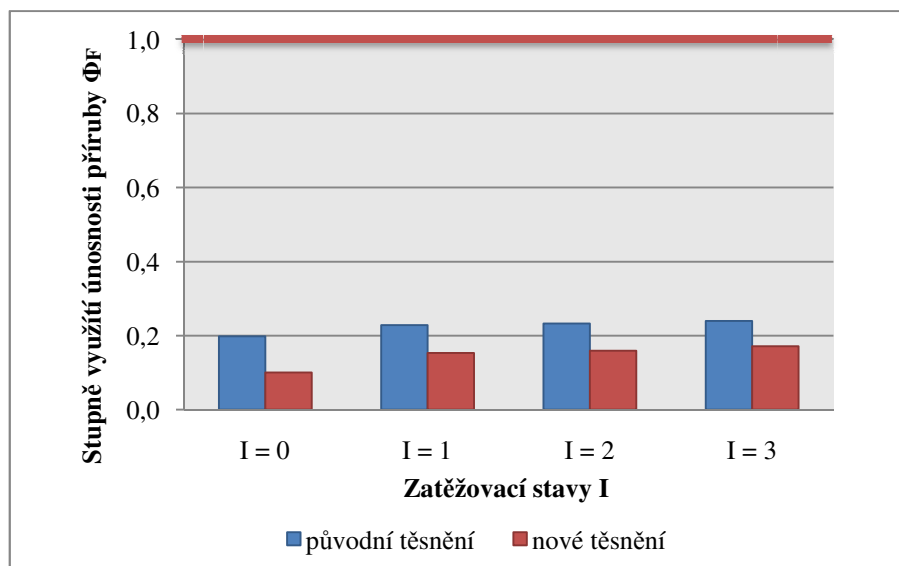
Podle vypočítaných údajů uvedených v tabulce č.4 a jejich grafickém znázornění v grafech č.5 a č.6, lze říci, že výměnou původního těsnění za nové, dojde k nepatrnému nárůstu síly vyvolané přetlakem tekutiny F_Q ve všech provozních stavech. I přestože původním záměrem výměny těsnění bylo snížení všech zatěžujících sil působících na příruby a ostatní prvky sevřeného spoje, síla F_Q se naopak zvětšila. Toto zvýšení síly F_Q , bylo způsobeno změnou polohy nového těsnění spoje oproti původnímu. Nové těsnění se plánuje umístit na plochu původního meziprostoru, která je na větším poloměru, než bylo původní těsnění. Zatěsnění průlezu do kompenzátoru objemu na větším poloměru pak zvyšuje plochu, na kterou působí tlak media. Zvětšením této plochy se lineárně zvětší i síla působící na víko, která by způsobovala vyboulení příruby víka, což by mělo za následek zvýšené namáhání vnější části těsnění, tedy vnějšího hřebene sekundárního těsnění. K tomuto jevu nedochází z důvodu ztenčených grafitových příložek na straně sekundárního těsnění o 0,05mm na každé straně. Velkost nárůstu síly F_Q oproti velikosti u původního těsnění není nijak velká (okolo 12%), proto by v žádném případě neměla způsobovat na přírubách jakékoliv problémy.

Naopak je zřejmé, že velikost síly působících ve svornících výměnou těsnění poklesly ve všech provozních stavech přibližně o 35%, kde nejvýraznější pokles je u montážního stavu ($I=0$) z hodnoty 8315,8kN na hodnotu 4876,2kN. Toto snížení sil má pak kladný vliv na životnost stykových ploch přírub a závitových hnízd, které by v případě poškození byly problematicky opravitelné.

Další porovnávanou veličinou, která je charakteristická pro míru zatížení, je stupeň využití únosnosti příruby. Výpočet těchto stupňů únosnosti je proveden v kapitole 5.6 pro nový těsnicí uzel a v kapitole 7.4 pro původní a to pouze pro zaslepovací přírubu. Lze totiž předpokládat, že příruba KO je tužší než příruba víka, proto by velikost stupňů únosnosti byly hodnotově téměř shodné, nebo by byly nižší. Důležitým faktorem pro stupeň využití únosnosti je, aby hodnota nepřekročila velikost rovné jedné. Jak je patrné z tabulky č.5 a grafu č.7 níže, velikost stupňů využití únosnosti příruby je poměrně nízká v obou případech těsnění. Lze tedy říci, že silové zatížení příruby ve všech provozních stavech je vzhledem k její únosnosti nízké pro oba typy těsnících uzlů.

Zatěžovací stavy I	Stupně využití únosnosti příruby			
	původní těsnění		nové těsnění	
I = 0	$\Phi_{F0''}$	0,1983	Φ_{F0}	0,1003
I = 1	$\Phi_{F1''}$	0,2287	Φ_{F1}	0,1528
I = 2	$\Phi_{F2''}$	0,2325	Φ_{F2}	0,1596
I = 3	$\Phi_{F3''}$	0,2400	Φ_{F3}	0,1709

(Tabulka č.5: Porovnání stupňů využití únosnosti příruby pro oba typy těsnění)



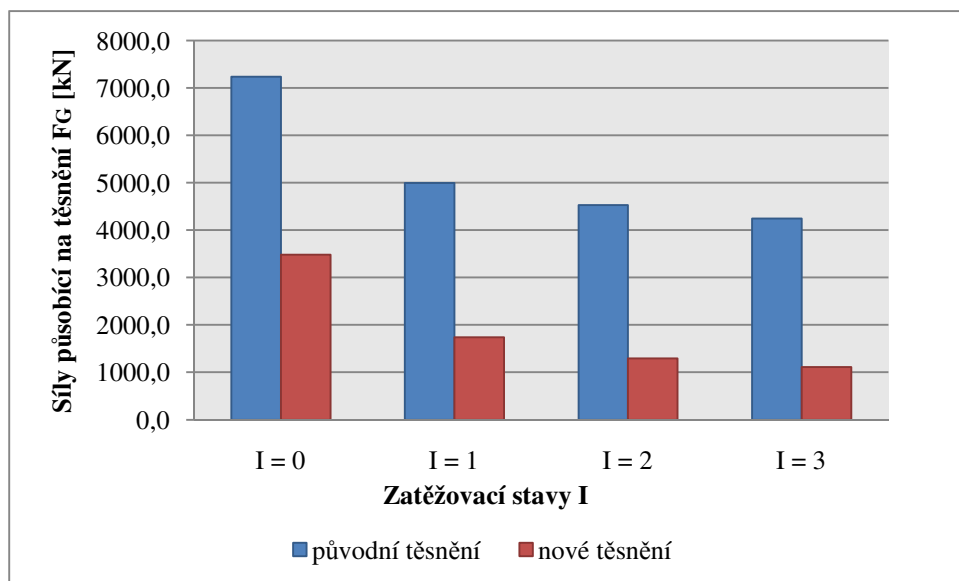
(Graf č.7: Porovnání velikosti stupňů využití únosnosti přírub pro oba typy těsnění)

8.2. Těsnění

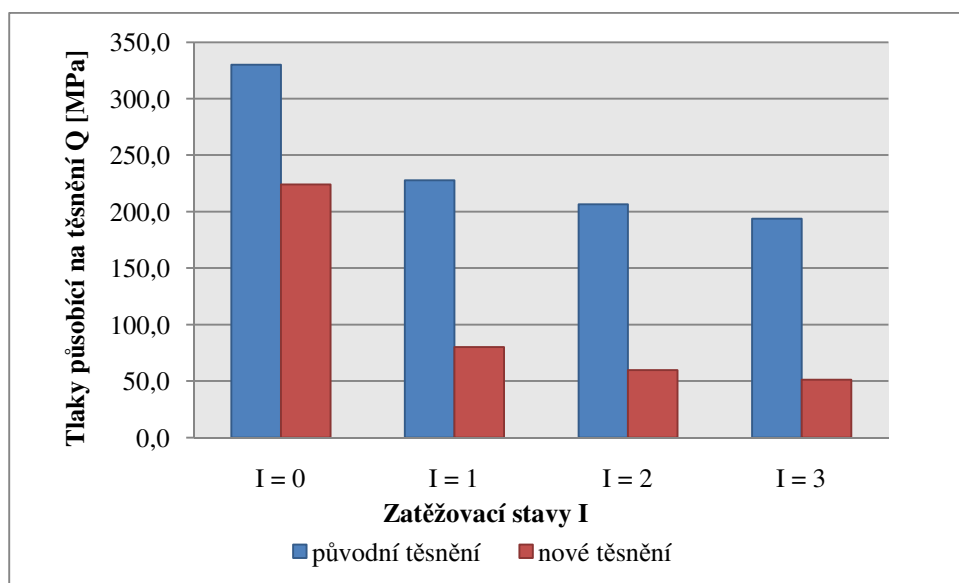
V této části jsou porovnány výsledky zatížení pro oba typy těsnění v jednotlivých zatěžovacích stavech, tedy porovnání sil F_G působících na těsnění (z kapitoly 7.3 pro původní a 5.5 pro modifikované těsnění), měrných tlaků Q (z kapitoly 5.10 a 7.5) a velikosti stupňů využitelnosti Φ_G pro oba typy těsnění (z kapitoly 5.6.3 a 7.4.2). Velikosti sil F_G a měrných tlaků na těsnění Q jsou pak uvedeny v tabulce č.6 a grafech č.8 a č.9 níže.

Zatěžovací stavy I	Síly působící na těsnění				Tlaky působící na těsnění			
	původní těsnění [kN]		nové těsnění [kN]		původní těsnění [MPa]		nové těsnění [MPa]	
I = 0	$F_{G0''}$	7231,2	F_{G0}	3483,0	$Q_{av''}$	330,0	Q_{av}	224,0
I = 1	$F_{G1''}$	4990,3	F_{G1}	1741,3	Q_1''	227,7	Q_1	80,0
I = 2	$F_{G2''}$	4523,6	F_{G2}	1296,4	Q_2''	206,4	Q_2	59,6
I = 3	$F_{G3''}$	4242,0	F_{G3}	1111,6	Q_3''	193,6	Q_3	51,1

(Tabulka č.6: Porovnání silových a tlakových zatížení obou typů těsnění)



(Graf č.8: Porovnání velikosti sil působících na oba typy těsnění)



(Graf č.9: Porovnání velikosti tlaků působících na oba typy těsnění)

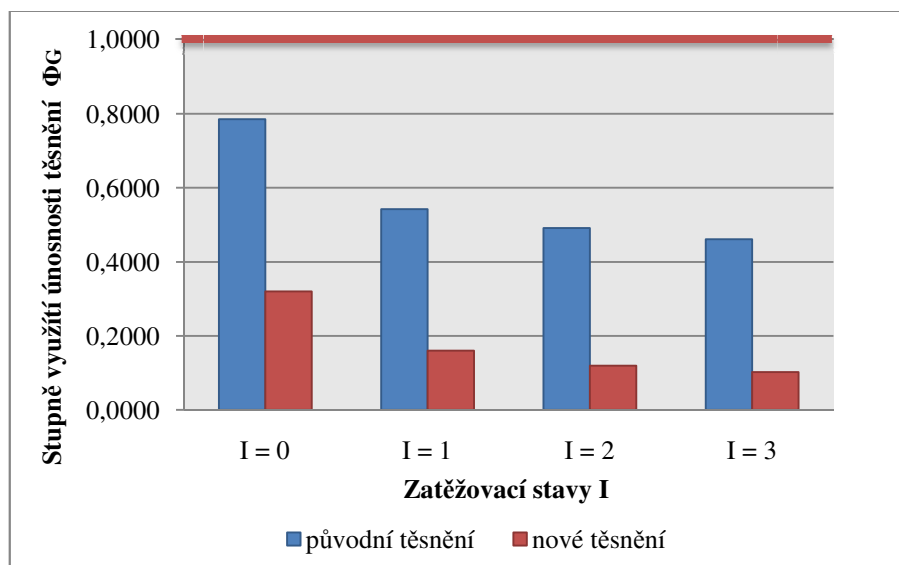
Jak je již zřejmé z hodnot uvedených v tabulce č.6 a v grafech č.8 a č.9 záměnou původního niklového těsnění za dvojité hřebenové těsnění s expandovaným grafitem došlo k výraznému snížení sil působících na těsnění a tedy i velikosti zatížení. K největšímu zatížení těsnění dochází podle vypočítaných hodnot při montáži, tedy stavu kdy $p=0\text{MPa}$. Velikost zatížení na těsnění v montážním stavu v případě původního těsnění byla 7231,2kN odpovídající tlaku 330MPa a v případě nového těsnění síle o velikosti 3483,0kN a tlaku 224MPa, což vedlo ke snížení síly působící na těsnění téměř na polovinu původní hodnoty a snížení zatížení o 1/3.

V ostatních stavech již není zatížení natolik velké jako při montáži, ale procentuální pokles velikosti zatížení výměnou těsnění je zde dokonce vyšší, kde při pevnostní zkoušce kleslo napětí v těsnění více jak 3,5 krát oproti původní hodnotě.

Obecně lze vypožorovat, že čím větší je vnitřní přetlak tekutiny uvnitř kompenzátoru objemu, tím nižší je hodnota napětí na těsnění, proto i hodnota stupně využití únosnosti těsnění bude v montážním stavu nejdůležitější.

Zatěžovací stavy I	Stupně využití únosnosti těsnění			
	původní těsnění		nové těsnění	
I = 0	$\Phi_{G0''}$	0,7857	Φ_{G0}	0,3200
I = 1	$\Phi_{G1''}$	0,5422	Φ_{G1}	0,1600
I = 2	$\Phi_{G2''}$	0,4915	Φ_{G2}	0,1191
I = 3	$\Phi_{G3''}$	0,4609	Φ_{G3}	0,1021

(Tabulka č.7: Porovnání stupňů využití únosnosti obou typů těsnění)



(Graf č.10: Porovnání velikosti stupňů využití únosnosti obou typů těsnění)

Jak lze vidět v tabulce č.7 a grafu č.10 výše, hodnota stupně využití únosnosti v montážním stavu Φ_{G0} se v případě původního těsnění pohybuje těsně pod hranicí 0,8. Tato hodnota je již poměrně vysoké využití únosnosti, a přestože je hodnota stále nižší než 1 dokazuje, že těsnění je v montážním stavu již značně namáháno. Tedy každé snížení síly působící na těsnění bude mít pozitivní vliv na zvýšení životnosti těsnění. Výměnou těsnění za modifikované, se hodnotu stupně využití únosnosti podařilo snížit na velikost 0,32 což je téměř 2,5x nižší hodnota, než v původním těsnícím uzlu.

8.3. Svorníky

Tato poslední část porovnávání výsledků výpočtů podle normy pro původní a nové modifikované těsnění je zaměřena na vývoj zatížení uvnitř svorníků. Velikost zatížení svorníků je převážně závislá na velikosti sil, které jsou požadované na těsnění. Velikost těchto sil je pak dána napětím působící na celkovou plochu těsnění, které je nutné, aby byla dosažena požadovaná těsnost spoje. Veličiny, které jsou zde porovnávány, jsou velikost síly v jednom svorníku F_{Bs} zjištěná pomocí vzorce (1) z velikosti celkové síly svorníků F_B z kapitoly 7.3 pro původní a z kapitoly 5.5 pro nové těsnění podělené množstvím svorníků n_B . Dále velikosti tahového napětí v jednom svorníku σ_B z rovnice (2), které jsou zjištěné jako síla v jednom svorníku F_{Bs} podělená nejmenším průřezem svorníku A_{BII} . A v poslední části je porovnání velikosti stupně využití únosnosti svorníků. Všechny tyto veličiny jsou vyjádřeny pro všechny provozní stavy $I=0,1,2,3$.

Síla v jednom svorníku:

$$F_{BIs}[kN] = \frac{F_{BI}[kN]}{n_B[-]} \quad (1)$$

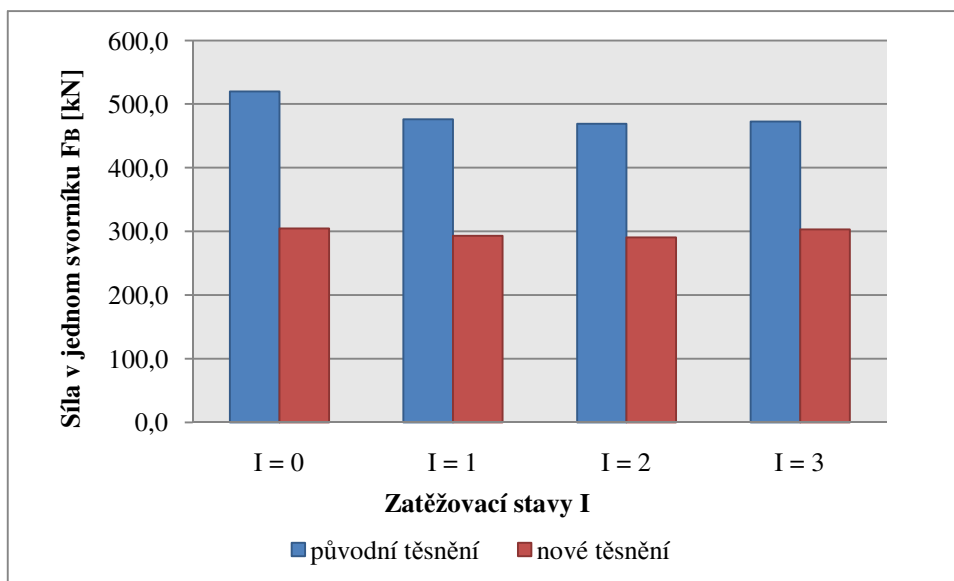
Tahové napětí v jednom svorníku:

$$\sigma_{BI}[MPa] = \frac{F_{BIs}[N]}{A_{BII}[mm^2]} \quad (2)$$

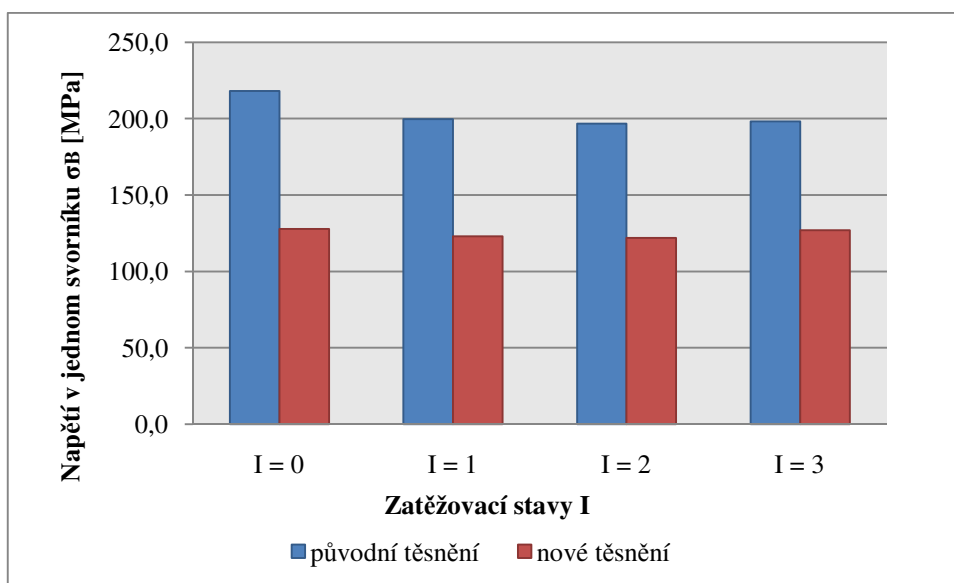
Zatěžovací stavy I	Síla v jednom svorníku				Napětí v jednom svorníku			
	původní těsnění [kN]		nové těsnění [kN]		původní těsnění [MPa]		nové těsnění [MPa]	
I = 0	$F_{B0s''}$	519,7	F_{B0s}	304,8	$\sigma_{B0''}$	218,0	σ_{B0}	127,8
I = 1	$F_{B1s''}$	475,9	F_{B1s}	293,3	$\sigma_{B1''}$	199,6	σ_{B1}	123,0
I = 2	$F_{B2s''}$	469,0	F_{B2s}	290,6	$\sigma_{B2''}$	196,7	σ_{B2}	121,9
I = 3	$F_{B3s''}$	472,6	F_{B3s}	302,9	$\sigma_{B3''}$	198,2	σ_{B3}	127,0

(Tabulka č.8: Porovnání silových a napěťových zatížení svorníků pro oba typy těsnění)

Jak lze vypořádat z tabulky č.8 výše a z grafů č.11 a č.12 níže záměnou původního těsnění za nové dochází ke snížení tahových sil a tahového napětí ve svornících. V obou případech původního i nového modifikovaného těsnění dochází k největšímu zatížení svorníků při montážním stavu ($I=0$), tedy při nulovém tlaku chladiva uvnitř KO. V případě původního těsnění dosahovala tahová síla hodnoty 519,7kN na jeden svorník, což je rovno napětí dosahující 218MPa na svorník. V případě obměny těsnění za nové došlo k výraznému snížení síly vyvozené na svorník o více jak 40% na hodnotu 304,8kN a tahovém napětí na 127,8MPa.



(Graf č.11: Porovnání velikosti sil v jednom svorníku pro oba typy těsnění)



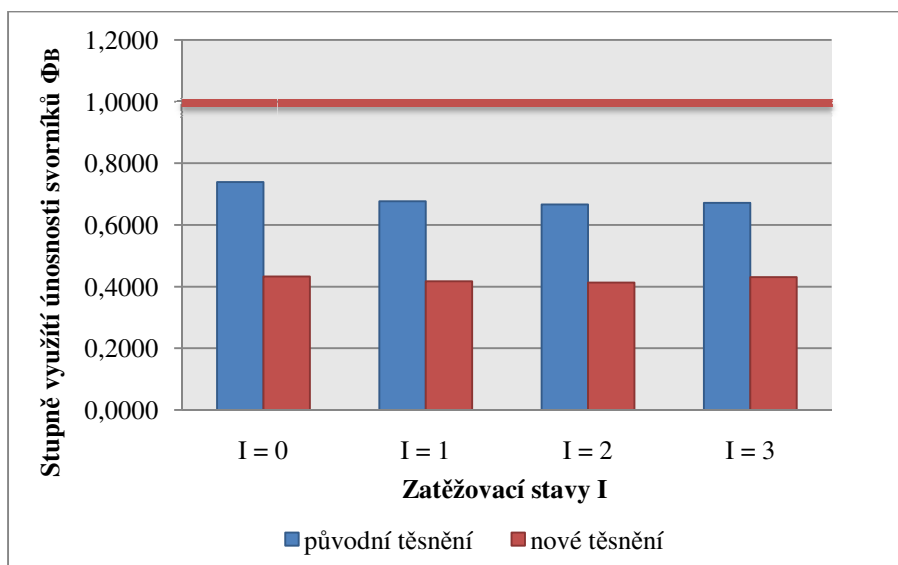
(Graf č.12: Porovnání velikosti napětí v jednom svorníku pro oba typy těsnění)

Zatěžovací stavy I	Stupně využití únosnosti svorníků			
	původní těsnění		nové těsnění	
I = 0	$\Phi_{B0''}$	0,7389	Φ_{B0}	0,4333
I = 1	$\Phi_{B1''}$	0,6765	Φ_{B1}	0,4170
I = 2	$\Phi_{B2''}$	0,6668	Φ_{B2}	0,4131
I = 3	$\Phi_{B3''}$	0,6719	Φ_{B3}	0,4306

(Tabulka č.9: Porovnání stupňů využití únosnosti svorníků pro oba typy těsnění)

Při porovnání stupňů využití únosnosti svorníků z kapitoly 7.4.1 pro původní těsnění a z kapitoly 5.6.2 pro nové těsnění je zřejmé, že výměnou těsnění došlo k výraznému snížení zatížení svorníků. Snížení stupně využití únosnosti svorníků byl velice důležitý faktor návrhu nového těsnění, neboť jak je vidět v tabulce č.9 a v grafu č.13 hodnoty stupně využití únosnosti svorníků se v původním těsnícím uzlu během všech zátěžných stavů pohybují poměrně vysoko, okolo hodnoty 0,7.

Nejvyšší hodnoty únosnosti svorníků pak bylo dosaženo v montážním stavu, kde byla velikost únosnosti téměř rovna hodnotě 0,74. Tato hodnota sice nepřekračuje povolenou mez rovnou jedné, avšak vysoké namáhání svorníků spojené s cyklickým zatěžováním bude mít výrazný vliv na životnost svorníků v nejvíce namáhaných místech změny průměru na přechodu dřívku a závitové části svorníku. Výměnou původního těsnění za nové modifikované těsnění pak snižuje hodnotu stupně využití únosnosti svorníků na velmi přijatelnou hodnotu 0,43 v maximální hodnotě během montážního stavu, což bude mít nepochybný vliv na výrazné snížení zatížení svorníků, prodloužení životnosti a spolehlivosti celého těsnícího spoje.



(Graf č.13 Porovnání velikosti stupňů využití únosnosti svorníků pro oba typy těsnění)

9. Závěr

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout modifikaci původního utěsnění průlezu kompenzátoru objemu u reaktoru VVER-1000 a přes výpočty pomocí normy ČSN EN 1591 ověřit správnost a vhodnost nového těsnění oproti původnímu způsobu utěsnění.

Prvotní způsob utěsnění průlezu byl realizován pomocí niklového kroužku jako primární těsnění a asbestové šňůry jako těsnění sekundární. Z důvodu správné funkčnosti niklového těsnění, aby dosáhlo požadované třídy netěsnosti L, musí být dotaženo velmi vysokou silou resp. tlakem, aby došlo k přetvoření, tedy plastické deformaci těsnění. Z těchto důvodů docházelo ke značnému zatěžování přírub a zejména svorníků realizujících tento sevřený spoj. Sekundární těsnění realizováno pomocí asbestové šňůry bylo po čase vlivem toxicity asbestu zakázáno a bylo nahrazeno grafitovou šňůrou. Avšak u grafitové šňůry vlivem vysokých tlaků začne časem docházet k vytékání grafitu z drážky pro sekundární těsnění. To má pak za následek snížení tloušťky těsnění meziprostoru mezi primárním a sekundárním těsněním a po čase by mohlo znemožnit monitorování případné netěsnosti primárního těsnění, neboť sekundární těsnění již není schopné vydržet jakýkoliv přetlak.

Z těchto a dalších důvodů uvedených v kapitole 4, bylo navrženo firmou MICO, spol. s.r.o. nové těsnění - dvojité hřebenové těsnění s expandovaným grafitem, které je v této práci analyzováno a v závěru porovnáno s původním niklovo-grafitovým těsněním.

Porovnáním výsledků dosažených v předchozí kapitole (8. Porovnání výsledků zatížení) bylo zjištěno, že nové hřebenové těsnění se z dosavadních výsledků zdá být vhodnou náhradou původního řešení utěsnění. Silové zatížení přírub ve všech provozních stavech není vzhledem k využití únosnosti nijak příliš vysoké ani u původního těsnění, z důvodu nevelkých tlaků pro dosažení požadované těsnosti spoje v porovnání s tuhostí přírub. I přesto se velikost zatížení podařilo výměnou těsnění snížit přibližně o 35% ve všech provozních stavech.

Nejvýraznějšího snížení sil a tlaků namáhajících komponentu těsnícího spoje bylo dosaženo právě u samotného těsnění. Výměnou původního těsnění za nové došlo ke snížení velikosti síly působící na těsnění o více jak polovinu, z hodnoty 7231,2kN na hodnotu o velikosti 3483,0kN a snížení utahovacích tlaků na těsnění z 330MPa na 224MPa. Tímto došlo i k výraznému snížení stupně využití únosnosti těsnění v montážním stavu téměř o 60% z hodnoty 0,8 na hodnotu 0,3.

Výrazného snížení sil a tlaků namáhajících komponentu těsnícího spoje bylo dosaženo také u svorníků, které byly po samotném těsnění nejvíce namáhanou součástí uvnitř těsnícího spoje. Stupně využití únosnosti svorníků v případě původního těsnění sice nepřekračovali povolenou mez, ale byly stále velmi vysoké. Nejvyšší hodnota byla dosažena v montážním stavu o velikosti 0,74. To bylo způsobeno právě vysokými utahovacími tlaky, které byly nutné, aby došlo k přetvoření niklového kroužku. Uťahovací tlak původního těsnění byl roven hodnotě 330MPa při prodloužení svorníků o 0,24mm. Výměnou původního těsnění za

hřebenové dojde ke snížení stupně využití únosnosti na maximální hodnotu rovnou 0,43 při utahovacím tlaku o velikosti 220MPa a prodloužení svorníků o 0,17mm. Tímto snížením zatížení svorníků pak výrazně dochází ke zvýšení bezpečnosti, spolehlivosti a životnosti celého těsnícího spoje.

Souhrnně tedy lze říci, že ve všech provozních stavech na všech komponentách těsnícího spoje kromě síly způsobené přetlakem tekutiny F_Q na příruby, došlo ke snížení velikosti zatížení a tím tedy zvýšení životnosti všech komponent a také neméně důležité, zvýšení bezpečnosti celého těsnícího spoje.

Výsledky, kterých bylo v práci dosaženo, nejsou konečné hodnoty, které musí nastat v reálné situaci, ale jsou spíše orientační. Toto je způsobeno zavedením několika zjednodušujících parametrů, které mohou mít větší nebo menší vliv na reálné hodnoty těsnícího spoje. Jedním ze zjednodušení byl například předpoklad, že teplota jednotlivých částí sevřeného spoje (podložky, příruby, těsnění) je shodná v celém objemu s teplotou chladiwa v daném provozním stavu, nebo nepatrně nižší (u svorníků). Pokud bychom chtěli dosáhnout reálnějších hodnot průběhu teplot jednotlivých částí sevřeného spoje, bylo by nutné provést analýzu teplotního pole, ta avšak není součástí této práce. Pokud by tedy toto těsnění mělo být použito a nahradit původní těsnění, mělo by se provést jeho otestování na reálném modelu, nejlépe v měřítku 1:1.

Hlavním přínosem této práce je nastínění možnosti náhrady původního těsnění na průlezu kompenzátoru objemu VVER-1000 novým hřebenovým těsněním, které je podloženo výpočty podle předpisy dané normy,

Tato práce by mohla dále posloužit jako podklad pro technickou dokumentaci dvojitého hřebenového těsnění s expandovaným grafitem pro utěsnění průlezu KO reaktoru VVER-1000.

10. Seznam použité literatury

- [1] *World Nuclear Power Reactors & Uranium Requirements* [online]. poslední revize 13.4.2009 [cit. 2011–5–6]. Dostupné z: <<http://www.world-nuclear.org/info/reactors.html>>.
- [2] *Rozvoj jaderné energetiky ve světě*, ČEZ a.s. [online]. [cit. 2011–1–16]. Dostupné z: <<http://www.cez.cz/cs/vyroba-elektriny/zvazovana-dostavba-elektrarny-temelin/rozvoj-jaderne-energetiky-ve-svete.html>>.
- [3] MARTINEK, M. *Inovační prvky projektu EPR*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 40 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Pavel Nerud.
- [4] KLIK, F. *Jaderná energetika*. 2.vyd. Praha: Vydavatelství Českého vysokého učení technického, 2002. 189 s. ISBN 80-01-02550-0
- [5] MATAL, O.: *Jaderné reaktory a jejich chlazení, Akademické nakladatelství*. 1.vyd. CERN, Brno: prosinec 2001.117s. ISBN 80-214-2028-6
- [6] SVOBODA, P. *Návrh těsnění HDR HČČ 317 v JE Paks*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 104 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Oldřich Matal, CSc.
- [7] Hejzar,R. *Stroje a zařízení jaderných elektráren*, díl 1., vydalo České Vysoké Učení Technické v Praze, 166.str, 4.vydání, v březnu 2005, ISBN 80-01-03190-X
- [8] *Základní parametry technologického zařízení*, ČEZ-ETE, list č.24 a č.26
- [9] *Kompenzátor objemu VVER-1000, systém kompenzace objemu, systém YP*. [pdf dokument]. [cit. 2011–4–7].
- [10] ČSN EN 1591-1+A1, *Příruby a přírubové spoje-pravidla pro navrhování těsnících kruhových přírubových spojů-Výpočtová metoda*, prosinec 2009, Český normalizační institut, ICS 23.040.60
- [11] ČSN EN 1591-2, *Příruby a přírubové spoje-pravidla pro navrhování těsnících kruhových přírubových spojů-Parametry těsnění*, prosinec 2008, Český normalizační institut, ICS 23.040.60
- [12] ČSN EN 13555, *Příruby a přírubové spoje-Parametry těsnění a zkoušení vztahující se na pravidla dimenzování přírubových spojů s kruhovými přírubami a těsněním*, srpen 2005, Český normalizační institut, ICS 23.040.60; 23.040.80.
- [13] kolektiv autorů, *Lexikon technických materiálů*, Verlag Dashöfer, vydáno říjen 2002, ISBN 80 – 86229 – 02 – 5.
- [14] Vyhláška SÚJB, 309/2005 Sb., *O zjišťování technické bezpečnosti vybraných zařízení* [pdf dokument]. [cit. 2011–2–5]. Dostupné z: <http://www.sujb.cz/docs/309_05.pdf>

[15] Vyhláška SÚJB, 132/2008 Sb., *O systému jakosti při provádění a zajišťování činností souvisejících s využíváním jaderné energie a radiačních činností o zabezpečování jakosti vybraných zařízení s ohledem na jejich zařazení do bezpečnostních tříd* [pdf dokument]. [cit. 2011–2–5]. Dostupné z: <http://www.sujb.cz/docs/V_132_08.pdf>

[16] Zákon 18/1997 Sb. *O mírovém využívání jaderné energie a ionizujícího záření (atomový zákon) a o změně a doplnění některých zákonů* [pdf dokument]. [cit. 2011–2–6]. Dostupné z: <http://www.sujb.cz/docs/Z18_1997Sb.pdf>

[17] materiály firmy MICO, spol. s.r.o.

[18] ČEŘOVSKÁ, J. *Závislost modulu pružnosti ocelí a niklu na teplotě* [online]. Časopis pro pěstování matematiky a fyziky, vol. 69 (1940), issue 3, [cit. 2011–5–10]. Dostupné z: <<http://dml.cz/dmlcz/123325>>

[19] HEŘMANSKÝ, B. *Termomechanika jaderných reaktorů*. 1.vyd. Praha: Academia, 1986. 436 s. ISBN 21 – 087 – 86.

[20] *Těsnění MITes HT[®]* [online]. [cit. 2011–3–20]. Dostupné z: <<http://www.mico.cz/cz/tesneni.php#mitesht>>

[21] HONZÁK, František., et al. *Encyklopedie energie* [online]. c1998, poslední revize 20.3.2011 [cit. 2011 – 3 – 22]. <<http://www.energyweb.cz>>.

[22] *Technické provedení JE Temelín*, ČEZ a.s. [online]. [cit. 2011–3–22]. Dostupné z: <<http://www.cez.cz/cs/vyroba-elektriny/jaderna-energetika/jaderne-elektrarny-cez/ete/technologie-a-zabezpeceni/8.html#2>>.

[23] ŠVAŘÍČEK, T. *Analýza teplotního pole kontejneru pro použité palivo*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 60 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Hugo Šen.

[24] CHARVÁT, L. *P030p – Kompenzátor objemu a barbotážní nádrž*, ČEZ-EDU, 2010. 22 s.

11. Seznam obrázků a tabulek

Číslo	Popis	Dostupné z:
Tabulka č.1	Porovnání jednotlivých typů HCC	[7]
Tabulka č.2	Porovnání kompenzátorů objemu VVER440 a VVER1000	[8],[9]
Tabulka č.3	Přehled zátěžných stavů spoje, analyzovaných v programu ANSYS	
Tabulka č.4	Porovnání zatížení přírub pomocí působících sil pro oba typy těsnění	
Tabulka č.5	Porovnání stupňů využití únosnosti příruby pro oba typy těsnění	
Tabulka č.6	Porovnání silových a tlakových zatížení obou typů těsnění	
Tabulka č.7	Porovnání stupňů využití únosnosti obou typů těsnění	
Tabulka č.8	Porovnání silových a napěťových zatížení svorníků pro oba typy těsnění	
Tabulka č.9	Porovnání stupňů využití únosnosti svorníků pro oba typy těsnění	
Graf č.1	Stlačovací křivka grafitových přílozek na těsnění	[17]
Graf č.2	Modul pružnosti těsnění	[17]
Graf č.3	Velikost napětí při různých třídách netěsností	[17]
Graf č.4	Zatěžovací křivky těsnění s odlehčováním – závislost tlaku (PRES, MPa) na stlačení těsnění (CLOS, mm)	
Graf č.5	Porovnání velikosti sil vyvolané přetlakem tekutiny pro oba typy těsnění	
Graf č.6	Porovnání velikosti sil vyvolané svorníky pro oba typy těsnění	
Graf č.7	Porovnání velikosti stupňů využití únosnosti přírub pro oba typy těsnění	
Graf č.8	Porovnání velikosti sil působících na oba typy těsnění	
Graf č.9	Porovnání velikosti tlaků působících na oba typy těsnění	
Graf č.10	Porovnání velikosti stupňů využití únosnosti obou typů těsnění	
Graf č.11	Porovnání velikosti sil v jednom svorníku pro oba typy těsnění	
Graf č.12	Porovnání velikosti napětí v jednom svorníku pro oba typy těsnění	
Graf č.13	Porovnání velikosti stupňů využití únosnosti svorníků pro oba typy těsnění	
Obrázek č.1	Kompenzátor objemu VVER1000	
Obrázek č.2	Kompenzátor objemu VVER 440	[7]
Obrázek č.3	Detail sevřeného spoje	[17]
Obrázek č.4	Schéma niklového kroužku	
Obrázek č.5	Původní těsnicí uzel	
Obrázek č.6	Schéma dvojitého hřebenového těsnění	[17]
Obrázek č.7	Modifikovaný těsnicí uzel	
Obrázek č.8	Schéma svorníku	[10]
Obrázek č.9	Účinná celková plocha průřezu listu příruby víka	
Obrázek č.10	Schéma víka kompenzátoru objemu	
Obrázek č.11	Schéma jednotlivých částí svorníku	
Obrázek č.12	Síť konečných prvků 1/16 modelu spoje průřezu KO.	
Obrázek č.13	Průběh napětí v celém řezu těsnicího spoje při montáži	
Obrázek č.14	Průběh napětí v celém řezu těsnicího spoje při těsnostní zkoušce	
Obrázek č.15	Průběh napětí v celém řezu těsnicího spoje při nominálním provozu	
Obrázek č.16	Průběh napětí v detailu těsnění-příruba při montážním stavu	

Obrázek č.17	Průběh napětí v detailu těsnění-příruba při těsnostní zkoušce	
Obrázek č.18	Průběh napětí v detailu těsnění-příruba při nominálním provozu	
Obrázek č.19	Průběh tlaku v grafitových příložkách při montážním stavu	
Obrázek č.20	Průběh tlaku v grafitových příložkách při těsnostní zkoušce	
Obrázek č.21	Průběh tlaku v grafitových příložkách při nominálním provozu	

12. Seznam používaných zkratk, symbolů a značek

Zkratky

I.O. – primární okruh

II.O. – sekundární okruh

AZ – aktivní zóna

ČSN – Česká státní norma

EN – Evropská norma

GCEN-310 – Hlavního cirkulační čerpadlo pro blok VVER- 440

GCEN-317 – Hlavního cirkulační čerpadlo pro blok VVER- 440

GCN-195M – Hlavního cirkulační čerpadlo pro blok VVER- 1000

HCČ – Hlavní cirkulační čerpadlo

KO – Kompenzátor objemu

PWR – (Pressurized Water Reactor) tlakovodní reaktor

PG – Parogenerátor

SÚJB – Státní Úřad pro Jadernou Bezpečnost

VVER – (Vodo-Vodjanyje Energetičeskije Reaktory) tlakovodní reaktor

VVER-210 – Energetický blok jaderné elektrárny o elektrickém výkonu 210MWe

VVER-440 – Energetický blok jaderné elektrárny o elektrickém výkonu 440MWe

VVER-1000 – Energetický blok jaderné elektrárny o elektrickém výkonu 1000MWe

Indexy

A	přídavný
B	svorník
D	ekvivalentní válcový plášť pro výpočet mezního zatížení
E	ekvivalentní válcový plášť pro výpočet poddajnosti
F	příruba
G	těsnění
H	krk
I	identifikační číslo stavu zatížení (0,1,2,3)
L	točivá příruba
M	moment
P	tlak
Q	výsledná osová síla vyvolaná tlakem
R	výsledná osová síla vyvolaná vnější silou
S	skořepina, smykové zatížení
T	skořepina, modifikovaná
V	víko
X	nejslabší průřez
Δ	symbol pro rozdíl nebo změnu
av	střední hodnota
c	vypočtené
d	navržené
e	efektivní
m	matice
max	maximum
min	minimum
nom	nominální
poč	počáteční
req	požadované
s	dřík
t	teoreticky, krouticí moment, závit
0	montážní stav
1	nominální stav
2	těsnostní zkouška
3	pevnostní zkouška
I,II,III	konkrétní část svorníku

Zvláštní značky

- ~ znaménko nad označením parametru příruby vztahující se na druhou přírubu spoje, která může být rozdílná než první
- “ znaménko nad označením parametru původního těsnění, které se liší od řešení u modifikovaného těsnění

Symbols

A_B	souhrnná účinná plocha průřezu všech šroubů	[mm]
$A_{BI}, A_{BII}, A_{BIII}$	plocha průřezu jednotlivých částí svorníků	[mm ²]
A_F	účinná celková plocha průřezu listu příruby (včetně otvorů)	[mm ²]
A_{Ge}, A_{Gt}	těsnicí plocha, účinná, teoretická	[mm ²]
C	součinitel pro krouticí moment v poměru zatížení šroubů	[-]
D_I, D_{II}, D_{III}	vnější průměry jednotlivých částí svorníků	[mm]
E_B, E_F, E_G	moduly pružnosti části určené indexem při určité teplotě	[MPa]
F_A	vnější dodatečná osová síla	[N]
F_B	síla ve šroubech (součet všech šroubů)	[N]
F_G	těsnicí síla	[N]
$F_{G\Delta}$	minimální těsnicí síla při montážním stavu, která zaručuje po všech zatíženích při následných stavech potřebnou těsnicí sílu	[N]
F_Q	osová síla od tlaku tekutiny	[N]
F_R	síla vyplývající z F_A a M_A	[N]
I	identifikační stav zatížení; montážní stav: $I=0$; následné stavy: $I=1,2,3$	[-]
I_B	plastický moment krutu dříku šroubu	[mm ³]
M_A	vnější přídavný moment	[Nmm]
$M_{t,B}$	krouticí moment užitý pro dřík šroubů	[Nmm]
N_R	počet montážních a dotahovacích postupů během životnosti spoje	[-]
P	tlak tekutiny	[MPa]
P_{QR}	součinitel tečení, který je poměrem povrchů zbytkového a nového těsnění, na které působil tlak po a před uvolněním	[-]
$R_{p0,2}$	smluvní mez kluzu	[MPa]
Q	střední účinný utahovací tlak těsnění	[MPa]
Q_A	utahovací tlak při montáži působící na povrch těsnění zatěžováním, které je nezbytné pro správnost Q_{smin}	[MPa]
$Q_{smin(L)}$	nejnižší utahovací tlak na povrch těsnění při požadované třídě netěsnosti L po snížení podmínky zatížení	[MPa]
Q_{min}	nejnižší utahovací tlak při požadované třídě netěsnosti L při montáži	[MPa]
Q_{max}	maximální dovolený utahovací tlak těsnění, který může bezpečně působit na těsnění při provozní teplotě bez poškození	[MPa]
T_B, T_F, T_G	teplota (střední hodnota) části určené indexem	[°C],[K]
T_0	teplota spoje při montáži	[°C],[K]
$T_{1,2,3}$	teplota spoje v ostatních stavech	[°C],[K]

U	osový posuv	[mm]
ΔU	diferenciální osový teplotní prodloužení	[mm]
V	objem víka	[m ³]
W_F, W_L, W_X	modul průřezu části	[Nmm]
X_B, X_G	osový modul pružnosti šroubů, těsnění	[mm ⁻¹] [mmN ⁻¹]
Y_G, Y_Q, Y_R	osová poddajnost smontovaného přírubového spoje	
Z_F, Z_L	točivý modul pružnosti příruby, točivé příruby	[mm ⁻³]
b_F, b_L	účinná šířka příruby, točivé příruby	[mm]
b_{Gi}, b_{Ge}, b_{Gt}	výpočtová, účinná, teoretická šířka těsnění	[mm]
d	vnitřní průměr šroubu	[mm]
d_0	vnitřní průměr listu příruby	[mm]
d_3, d_{3e}	skutečný, účinný roztečný průměr	[mm]
d_4	vnější průměr příruby	[mm]
d_5, d_{5e}	průměr otvoru pro závrtný šroub průchozí, účinný	[mm]
d_9	průměr středového otvoru v zaslepovací přírubě	[mm]
d_{B0}, d_{Be}, d_{Bs}	jmenovitý průměr, účinný průměr šroubu, průměr dířku	[mm]
d_{Ge}, d_{Gt}	průměr těsnění účinný, teoretický	[mm]
d_{G1}, d_{G2}	vnitřní, vnější průměr stykové teoretické těsnicí plochy	[mm]
d_E, d_F, d_S	střední průměry částí určených indexem	[mm]
e_0	tloušťka stěny zaslepovací příruby	[mm]
e_2	tloušťka stěny na silném konci krku	[mm]
e_B	tloušťka sevřeného spojení	[mm]
e_E	tloušťka stěny ekvivalentní válcové skořepiny pro výpočet poddajnosti	[mm]
e_{Ft}	tloušťka listu příruby na průměru d_{Ge}	[mm]
e_F	účinná osová tloušťka příruby	[mm]
e_G	tloušťka f_0 těsnění	[mm]
e_p	část tloušťky příruby s radiálním tlakovým zatížením	[mm]
g	gravitační zrychlení	[ms ⁻²]
f_B, f_E, f_F	jmenovitá výpočtová napětí částí určených indexem při výpočtové teplotě	[MPa]
h_G, h_H, h_L	ramena momentů	[mm]
h_P, h_Q, h_R	opravy ramen momentů	[mm]
l_B, l_S, l_e	osové rozměry šroubů	[mm]
Δl_i	prodloužení uvažované části šroubu	[mm]
l_0	původní délka uvažované části šroubu	[mm]
l_m	délka (šířka) matice	[mm]
l_A	délka zatížené části šroubu	[mm]
l_I, l_{II}, l_{III}	délky jednotlivých částí	[mm]

Δl	celkové prodloužení šroubů	[mm]
k_B, k_E, k_F, k_G	koeficienty bezpečnosti	[-]
n_B	počet šroubů	[-]
p_B	vzdálenost mezi šrouby	[mm]
p_t	stoupání šroubů	[mm]
Φ_B, Φ_F, Φ_G	stupeň využití únosnosti indexem určené části počítáno pro všechny stavy součinitele teplotní roztažnosti indexem označených součástí stanovené	[-]
$\alpha_B, \alpha_F, \alpha_G$	teplotou	[K ⁻¹]
ε	poměrné prodloužení šroubů	[-]
$\varepsilon_{1+}, \varepsilon_{1-}$	rozptyl při utahování šroubů vztažený na jeden šroub, nad a pod jmenovitou hodnotou	[-]
$\varepsilon_+, \varepsilon_-$	rozptyl při utahování šroubů vztažený na všechny šrouby, nad a pod jmenovitou hodnotou	[-]
π	numerická hodnota	[-]
ρ	poměr průměru	[-]
ρ_v	hustota materiálu víka	[m ³ kg ⁻¹]